国家“十二五”重点图书船舶与海洋出版工程

著者 白勇 白强

Yong Bai and Qiang Bai

主审 王立忠

海洋工程设计手册
—海底管道分册



上海交通大學出版社

SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY PRESS

国家“十二五”重点图书船舶与海洋出版工程

海洋工程设计手册
——海底管道分册

著者　白　勇　白　强（Yong Bai and Qiang Bai）

主审　王立忠

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书根据作者三十多年的海洋工程工作经验和相关学术研究，系统地阐述了海底管道技术的各个方面，其中包括：海底管道的水力和热力分析、套管系统和管束系统、Åsgard油田出油管设计、柔性管、RTP管的海上设计安装、腐蚀与腐蚀管道、管道强度设计、环境影响评估等方面。

作者创立了立管的流固耦合振动理论、共振与疲劳强度分析、海底水流、共振与立管动力响应评估理论；提出了深水海底管道的抗屈曲和极限承载能力设计理论，从根本上改进了海底管道所采用的设计方法、分析手段和设计标准等，理论研究方面处于国际领先水平，在工程实践中也得到了广泛的应用，在行业内也享有较高的知名度。

本书可作为海底管道和水下生产系统设计、施工、维护专业人员的指南和参考，也可以作为工程学研究生、博士生的教学读物。

图书在版编目（CIP）数据

海洋工程设计手册. 海底管道分册 / 白勇，白强著. —上海：
上海交通大学出版社，2014
ISBN 978-7-313-11750-2

Ⅰ.①海… Ⅱ.①白… ②白… Ⅲ. ①海洋工程—水下管道—技术手册 Ⅳ.① P75-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2014）第 171406 号

海洋工程设计手册—海底管道分册

著　　者：白 勇 白 强
出版发行：上海交通大学出版社　　地　　址：上海市番禺路 951 号
邮政编码：200030　　电　　话：021-64071208
出 版 人：韩建民
印　　制：山东鸿杰印务集团有限公司　　经　　销：全国新华书店
开　　本：710mm × 1000mm 1/16　　印　　张：84.5
字　　数：1679 千字　　插　　页：14
版　　次：2014 年 8 月第 1 版　　印　　次：2014 年 8 月第 1 次印刷
书　　号：ISBN 978-7-313-11750-2/P
定　　价：800.00 元

《海洋工程设计手册—海底管道分册》
出版审校委员会

主　审

王立忠

著　者

白　勇　白　强

主　任

王立忠

执行副主任

韩建民

副主任委员（以姓氏笔画为序）

文世鹏　朱　江　许凤雪　张　苓　张鹏举　李少香　李国辉　李耀良
邱盛兴　周长江　孟庆义　唐立志　袁鹏斌　黄维平

委员（以姓氏笔画为序）

王　勇　王　婧　叶银灿　左雷彬　刘锦昆　孙宏亮　曲　杰　阮伟东
吴春平　张晓宇　张晓灵　李天生　李东亮　沈　光　邵　强　陆钰天
林　扬　施　佳　郝　伟　原　帅　高　睿　曹　宇　简朝明　樊岩松

审校人员（以姓氏笔画为序）

王　婧　孙宏亮　朱　江　朱珉虎　阮伟东　吴春平　吴显沪　李东亮
邱盛兴　邵　强　陆钰天　周长江　原　帅　曹　宇

翻译管理

管新潮

出版管理

周长江

序

海洋油气资源开发已经受到各个国家的广泛关注，海底管道是海上油气运输的重要组成部分。国内外对于海底管道的设计、铺设及安全性研究投入了大量的人力物力，并取得了大量的研究成果及实际工程经验。发达国家已形成深水3000 m、恶劣海况和复杂海底环境下的设计、施工和运行技术，我国在这一领域起步较晚，还有很大的提升空间。

白勇教授科研团队多年来在国内外从事海底管道设计、铺设分析、安全管理和风险评估等方面的研究，具有扎实的理论基础和丰富的工程项目实际经验。根据他几十年之学术积累及工程设计经验，撰写的《Subsea Pipeline Design, Analysis, and Installation》一书，着重阐述了海底管道及立管的性能分析、设计、测试、监测等领域的理论，系统总结了实际工程中遇到的问题及解决方案，此书在国际上广受好评。

由于该书对海洋工程的教学、研究和设计都具有很高的参考价值，它的出版将有利于我国海洋工程技术的研究和发展。这本书的编写也有其独到之处，对于水下管道的设计和安装研究进行了详尽的论述，读者可以在这本书里找到几乎所有的关于水下管道的设计和安装的基础理论及工程技术。

我认识白勇教授已近五年。他基于良好的国外学习、工作经历，为我国引进国际海洋工程先进技术做了大量工作。我本人经常阅读他的著作，从而获得了大量的海洋工程知识。相信这本书的出版对国内从事海洋工程水下管道设计和安装研究的学者、工程技术人员和在校研究生都有很大的参考价值。

王立忠

浙江大学

2014 年 7 月 3 日

感谢以下单位对本书出版工作的大力支持

协办单位

中国石油天然气管道工程有限公司

海隆石油工业集团有限公司

美钻能源科技（上海）有限公司

河北恒安泰油管有限公司

上海市基础工程集团有限公司

中国石油天然气管道局第六工程公司

中国海洋大学

浙江大学

青岛科技大学

上海船舶工艺研究所

中石化胜利油田海洋采油厂

山东海盛海洋工程集团有限公司

北京中天油石油天然气科技有限公司

支持单位

国家海洋局第二海洋研究所

杭州欧佩亚海洋工程有限公司

上海海隆石油管材研究所

欧亚管业股份有限公司

湖北鑫汉通管业有限公司

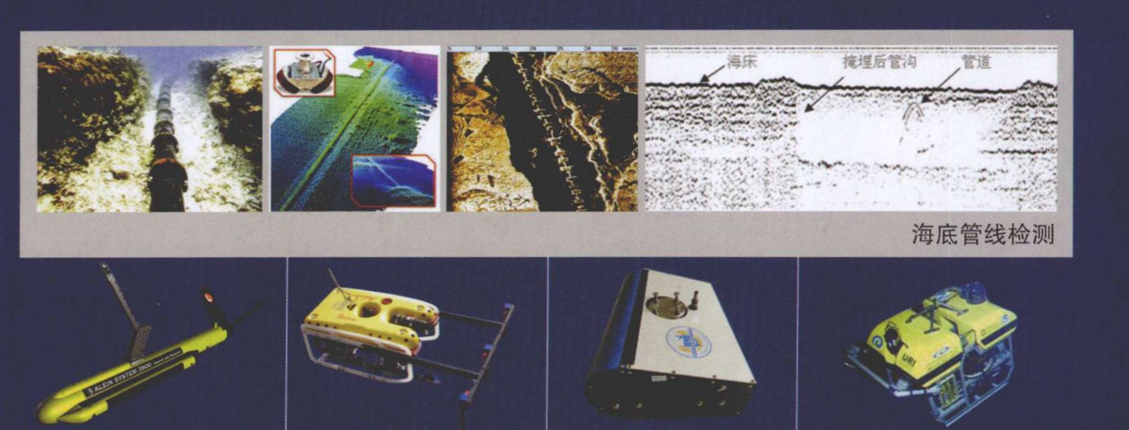
中海油（天津）管道工程技术有限公司
中海油能源发展股份有限公司油田建设工程分公司
河北宇通特种胶管有限公司
中国科学院沈阳自动化研究所
中石化石油工程设计有限公司
中国石油天然气管道局第六工程公司
上海市基础工程集团有限公司
渤海石油装备制造有限公司研究院
亿洋船舶科技（上海）有限公司
苏州道森钻采设备股份有限公司
赢创特种化学（上海）有限公司
上海瑞洋船舶科技有限公司
上海宏航船舶技术有限公司
上海天觃海洋工程装备技术服务中心

媒体支持

中国海洋工程网

封面供图

杭州欧佩亚海洋工程有限公司



海床
掩埋后管沟
管道
海底管线检测
双频侧扫声纳
管线跟踪仪
管线剖面仪
ROV机器人

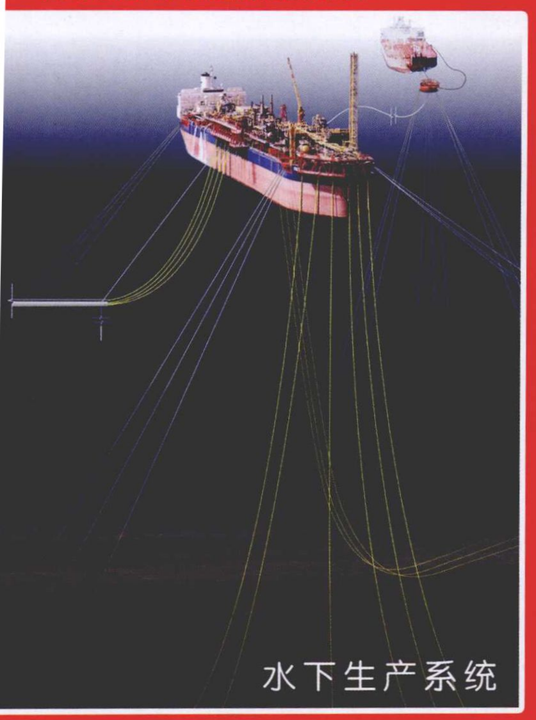
资质荣誉





施工安装

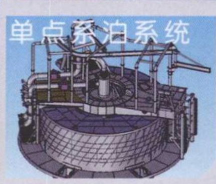
欧佩亚拥有丰富的RTP管道海上安装技术理论和具备海上安装经验的项目经理，代理多家海内外铺管船10余艘，具备海上安装的技术和硬件实力，业务范围包括：海上铺管、拖拉登陆与修筑围堰工程、沼泽铺管、中点接头对接、热膨胀弯与立管安装、电缆铺设、预挖沟与后挖沟、陆上管道安装等。


水下生产系统


海工吊机


半潜式钻井平台


成品油船


单点系泊系统

资产完整性管理

欧佩亚拥有自主研发的基于RBI与FFS分析的完整性管理软件：SPR—IM，能提供海底管道全生命周期的完整性管理服务。

检测和维修

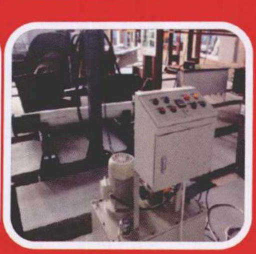
欧佩亚能提供海底和陆地管道腐蚀泄漏检测技术与服务，帮助查找泄漏源，以便在不对管道及结构进行破坏及不影响周边环境的条件下对管道进行修复更换。

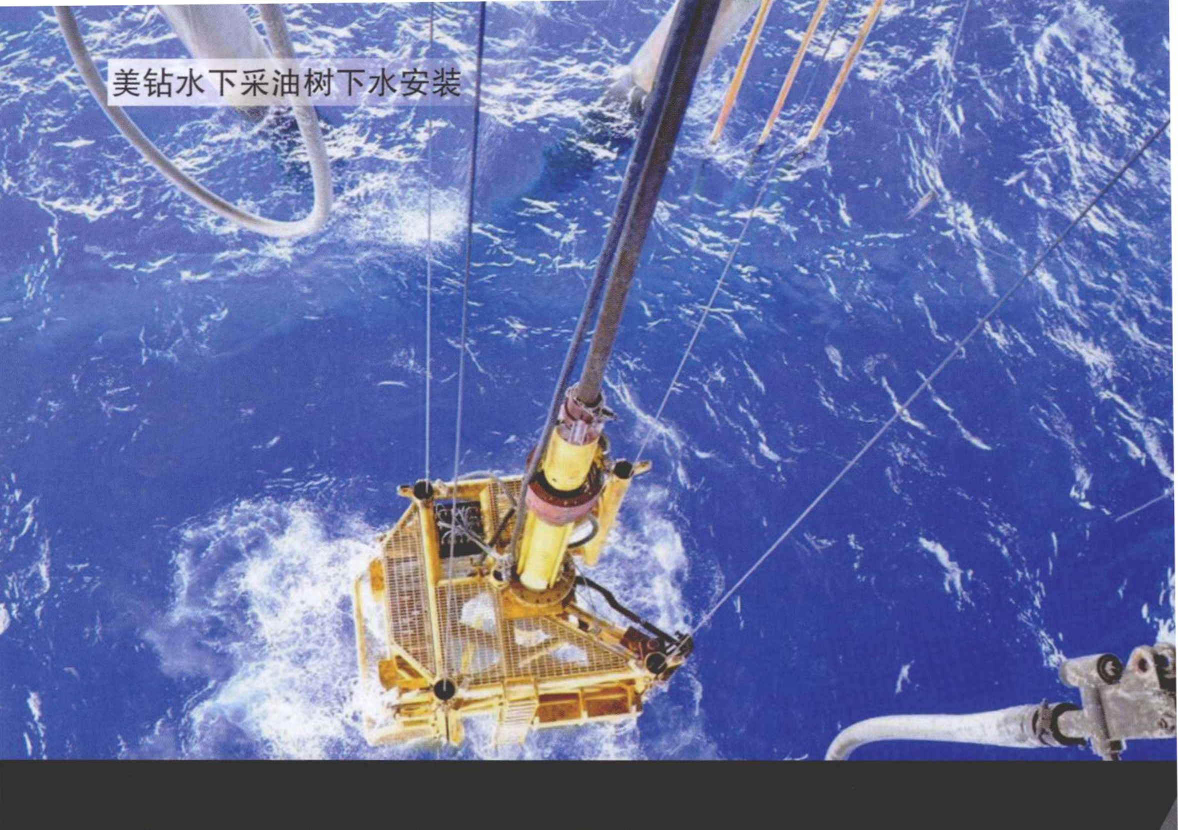
海洋管道测试


300吨拉伸压缩试验机


扭转试验机


25吨电子万能试验机


弯曲疲劳试验机


美钻水下采油树下水安装

上海海隆石油钻具有限公司是海隆石油工业集团投巨资在上海宝山工业园区海隆工业园建成的核心企业之一，公司的钻杆摩擦焊接、钻杆加厚、管体热处理、管体超声波探伤、钻杆接头热处理、钻杆接头螺纹加工、材料理化试验等主要生产、检验工序均配备国际一流的设备仪器，并采用国际先进的技术工艺，从而保证产品的高质量和生产的高效率。其中包括从引进美国著名的MTI公司的320BX和400BX型摩擦焊机、德国KK公司的34通道超声波自动探伤仪，以及先进的光谱分析仪、奥林巴斯金相显微镜、计算机控制电液伺服王能材料试验机、大型连续淬火、回火炉和多台700/350吨大负荷加厚机等。公司年产钻杆、加重钻杆、钻铤等石油钻具产品达四万吨以上。企业拥有大批优秀的专业技术和经营管理人才，其中包括轧钢、金属材料、焊接、锻造、无损检测等领域的知名技术专家和具有现代化企业管理知识和经验的优秀管理人才。

上海海隆石油钻具有限公司拥有国际一流的钻杆生产检验设备和钻杆生产线，产品规格齐全，生产规模巨大，已成为世界最强的钻具企业之一。









海隆石油工业集团有限公司



上海海隆石油管材研究所

上海海隆石油管材研究所位于上海市宝山工业园区，成立于2006年，是经上海市科技管理部门批准、海隆石油工业集团有限公司投资成立的从事石油管工程科学研究和技术服务的非企业社会科研机构。



研究所拥有一支精干高效的研发团队和一流的试验条件，以研发部为主下设疲劳实验室、焊接实验室、腐蚀实验室、失效分析与质量检验实验室，主要研究人员均为长期从事石油管研究的专家及高级工程师。研究所依托实验室建设和新产品开发，与上海大学、华东理工大学、西南石油大学、中石油管材研究所等科研院所建立了长期科研合作关系，研究领域涉及石油专用管技术研发，海洋石油管道技术研发，复合钢管技术研发，失效分析与质量监督，油气输送管线检测等。



研究所秉承“科技为本、培养人才、产学研结合”的价值观，致力于产品研发和技术服务协同发展，短短几年时间，开展科研项目30余项，完成国家重点技改项目1项，国家重点新产品1项，上海市科研项目8项，取得了多项具有海隆特色的科研成果。在取得一系列科研成果的基础上，申报国家专利75项，发表文章82篇，编写了《油田腐蚀形态导论》、《玻璃钢衬管技术》、《管线完整性检测、评价、修复技术》等专业著作，获得全国先进院士工作站、上海市先进集体、上海市优秀石油管工程技术研究中心、上海市优秀学科带头人、上海市领军人才等荣誉。



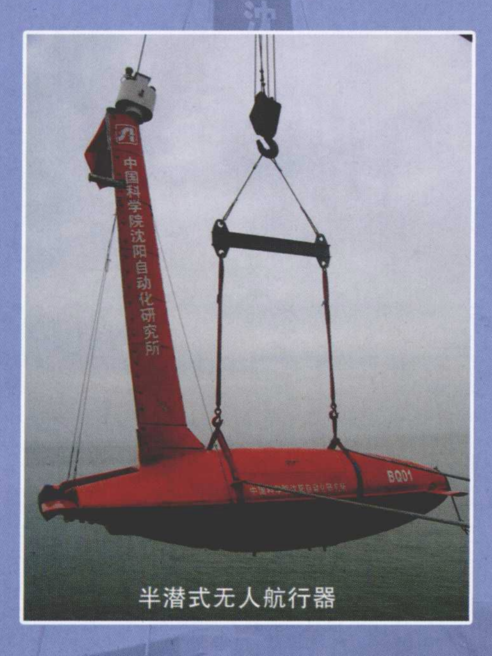
以人为本，促进石油工业技术革新与科技进步，提高产品科技含量与企业竞争力，是上海海隆石油管材研究所的办所宗旨与发展目标，我们愿与国内外同仁在石油管材及相关领域开展合作交流，通过企研合作，研研合作，学研合作，实现互利双赢，引导国内石油管材领域的研究、生产走健康持续发展之路。

WWW.HILONGGROUP.COM

地址：上海市宝山区罗东路1825号　邮编：200949

电话：021-33851886　传真：021-33851858

水下机器人及海洋技术装备的科学研究、工程应用、产品开发与推广、技术服务



半潜式无人航行器

中国科学院沈阳自动化研究所专业从事水下机器人及海洋技术装备的科学研究、工程应用、产品开发与推广、技术服务等工作。主要研究方向包括：海洋机器人学、海洋机器人关键技术与验证（包括平台技术和控制技术）、海洋技术基础与应用技术研究、海洋机器人（包括多种系列AUV、USV、UMV、ROV）装备研发与推广、海洋工程服务等。是国内最早开展水下机器人技术研发、唯一形成水下机器人及海洋装备系列产品，并在国内开展多种水下工程服务的科研团队。

从上世纪七十年代末至今，在水下机器人及海洋技术装备领域，创造了多项全国第一，研究成果获得多项国家级和省部级科技成果奖，其中包括国家科技进步一等奖、中科院科技进步特等奖等多项奖励。科研队伍具有知名度高、经验丰富、技术全面等优势。现有员工150余人，其中院士1名，研究员10余人、博士/硕士研究生导师、副研究员及高工等科技人员数十人。研制的水下机器人及海洋技术装备广泛应用于海底资源调查、海洋环境观测、救助打捞、海洋资源探测、深水油气工程、海洋科学研究、海洋工程应用等领域，为我国海洋科学、海洋工程和国防建设做出了重要贡献。目前已经形成了包括深海系列自主水下机器人、长航程系列自主水下机器人、有缆遥控潜水器、水下滑翔机、自主/遥控混合型潜水器等各类水下机器人产品及海底观测网接驳装置、水下作业工具、水下各类组部件海洋技术装备和产品。

目前，中国科学院沈阳自动化研究所已经掌握了较为成熟的、具有完全自主知识产权的水下机器人技术，在深海区域调查和长航程线上走航调查方面，已达到了较高的实用化和工程化程度，具备了产品应用的能力。

结合我国海洋石油向深海发展、海洋维权等方面的需求，中国科学院沈阳自动化研究所正在组织开展海底石油管线检测、海底电缆检测、海底大陆架勘查等海洋机器人的研制，以满足我国海洋开发、海洋利用和海洋维权的战略需求。


“CISTAR”自走式海缆埋设机


水面示位信标


高亮度高穿透力示位频闪灯



科技创新是人类进步的源泉！

——含油污水处理环保技术领跑者



图1-3 墨西哥湾漏油事故现场污染；

图4　2010年5月，公司为美国BP公司处理墨西哥漏油事件的“The Alternative Response Technology Team”提供的漏斗形控油罩技术成功应用于墨西哥湾漏油事故处理；

图5-6 大连金州漏油事故现场污染；

图7　2010年7月，SGOT海上收油器成功应用于大连金州的漏油事故处理；《经济观察报》、《环球时报》、《人民日报》等各媒体、网站纷纷对公司进行了报道，经媒体宣传，该技术曾引起张德江总理的关注并批示交通部；

图8　流场模型图；

图9　2011年11月，中国海上搜救中心组织交通部科技司、海事局、救捞局、水运局、环保中心和中石油安全环保及海上应急指挥中心、中石化安全环保局、中海油质量和健康安全环保部九家单位的专家代表参加了“SGOT海上应急收油系统现场作业演示暨座谈会”，现场观摩取得圆满成功，与会专家一致认为：此项“中国创造”的技术采用物理法回收海上溢油，具有显著的环境公益性和节能环保性，为解决海上石油储运、近海石油开采的环境安全隐患开辟了一条新思路，对未来海上溢油应急抢险有推广价值；

图10　海面收油演示图；

图11　海岸收油演示图；

图12　在大连漏油事故现场试验成功的SGOT工程师；

Add.：北京朝阳区东四环中路82号金长安C座2110室

Tel.：010-65188928/2891　　Fax：010-65188928/2891

E-mail：zhongtianyou@sgotnet.com.cn　　Http://www.sgotnet.com.cn

北京中天油石油天然气科技有限公司成立于2002年，是一家专业从事石油行业含油污水处理的高科技环保公司，通过十年的艰苦奋斗，公司已拥有一整套解决油田上下游生产中产生的含油污水的环保技术，其中包括：采油污水回注及外排处理技术、钻井污水处理技术、压裂酸化污水处理技术、炼厂污水处理技术等。SGOT含油污水处理技术具有流程短、占地小、系统全封闭的特点，从源头上解决了长期困扰油田生产的采油污水处理因水力停留时间长造成的细菌滋生腐蚀及曝氧腐蚀结垢的问题，大大降低油田的运行维护费用，同时节约大量优质原油。该技术目前在国内处于领先水平，已在大庆油田、长庆油田、胜利油田、冀东油田等多个油田成功应用。

2010年公司又开辟了新的业务领域，公司自主研发的“SGOT海上应急收油装置”成功应用于大连金州的漏油事故处理。2012年，该产品获得中华人民共和国科学技术部、环境保护部、商务部、国家质量监督检验检疫总局联合颁发的“国家重点新产品”证书，该项技术填补了国内空白，具有国际领先水平。

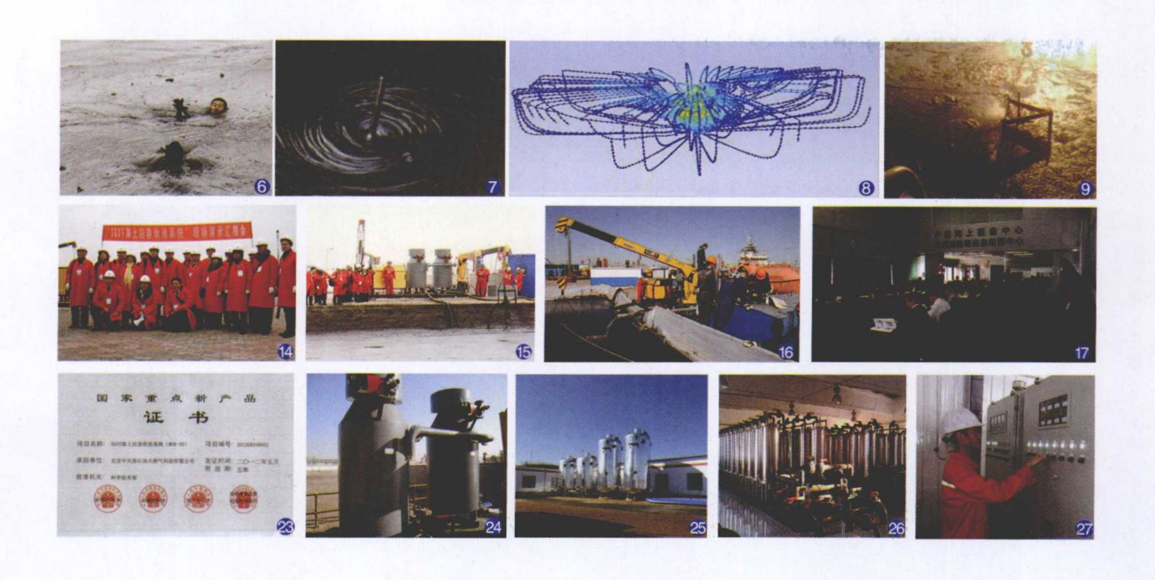


图13　　2012年6月30日，中国航海学会组织召开了“SGOT下沉式旋流场海上溢油回收装置”项目科技成果鉴定会，与会专家通过了该项目“总体技术达到国际先进水平，在下沉式旋流技术应用方面处于国际领先水平”的鉴定意见。参加会议的专家有中国科学院院士段雪、中国工程院院士胡文瑞、中国海上搜救中心及国家海事局高级工程师翟久刚、石油大学副校长王瑞和等；

图14-15 九家单位在唐海冀东油田参加“SGOT海上应急收油系统现场作业演示暨座谈会”观摩现场；

图16　　2012年10月，SGOT海上应急收油系统在中海油（天津）环保服务公司进行了收油及油水分离联动演示作业；

图17　　公司在中国海上搜救应急指挥总值班室汇报；

图18-19 国家优质工程银奖；

图20-21《人民日报》、《China Daily》对公司的报道；

图22　　高新技术企业证书；

图23　　2012年，SGOT海上应急收油系统荣获“国家重点新产品证书”；

图24　　双旋流除油器设备图；

图25　　动力速沉器设备图；

图26　　精细过滤器设备图；

图27　　项目现场设备操作图。

梦想承启碧水蓝天


上海市基础工程集团有限公司
SCG
Shanghai Foundation Engineering Group Co.,Ltd.
敷缆船
敷管船
动力定位敷缆船
DP控制系统
电缆转盘

山东省海洋工程重点实验室



详情请登陆

http://kloe.ouc.edu.cn


试验水槽



波流水槽配有低惯性伺服电机推板式造波机，可模拟规则波、椭圆余弦波、叠加破碎波、孤立波、国内外常用的频谱（J谱、PM谱、修正PM谱、scott谱、中国港工规范谱等）以及自定义频谱描述的不规则波。工作水深0.2~1.2m，波周期变化范围0.5~3.0s，波高变化范围0.03~0.3m。配有双向造流系统，最大流量2.0m3/s,最大流速0.6m/s（水深1m），中间局部设置长3m、宽3m、深0.5m的沙池。在试验区，可通过计算机控制模拟双向变速流场，模拟最大流速为0.4m/s的按正弦规律变化的双向流场。

波流水池配有长33.75米的铰接推板式不规则波造波机，最大工作水深1.2m，波高变化范围0.02~0.25m，波周期变化范围0.4~2.5s，在合适周期范围内斜向规则波最大波向角45度（最大有效波高0.16m），可模拟规则波、椭圆余弦波、叠加破碎波、孤立波、国内外常用的频谱（J谱、PM谱、BM谱、中国港工规范谱等）以及自定义频谱描述的不规则波。池深分两部分，分别为长30m、宽10m、深6m，和长30m、宽36m、深1.5m、中间局部设置长6m、宽6m、深3m的沙坑，深水部分加盖板。配有双向造流泵，最大流量4.9m3/s，水深0.5m时，试验区最大流速0.45m/s，可通过计算机控制模拟双向变速流场。

山东省海洋工程重点实验室依托山东省重点学科港口、海岸及近海工程专业和山东省特色学科船舶与海洋工程专业。

实验室围绕“海洋动力学理论及其工程应用”、“海洋工程结构防灾关键技术”、“海洋可再生能源利用技术”、“海洋环境监测与信息传输技术”四个研究方向展开科学研究和社会服务。在波浪能、潮汐能发电、深水油气开发装备和海上风电基础结构等领域取得了显著的研究成果。

实验室拥有随机波流耦合水槽和平面随机波波流耦合水池各一座，大厅配有起重重量达3t的天车以及主车车速达2m/s、副车车速达1.5m/s的X-Y拖曳行车，以满足不同工程和科研实验要求。

实验大厅可进行海岸与近海波浪、潮流及相互作用复杂海况的海洋环境物理模拟，为海洋工程、港口工程、海洋地质和海洋水产及渔业工程科研实验提供有效手段。

地址：山东省青岛市松岭路238号（266100） 电话：0532-66781025 传真：0532-66781025

目　录

第28章 增强热塑性塑料管的压溃

第 1 篇　力学设计
Mechanical Design

第 1 章　绪 论

Introduction

1.1 引言 Introduction

海底管道在海底油气资源的开发中应用广泛，如图 1.1 所示。管道系统为单管管道系统、套管系统或管束系统。海底出油管通常是指将油气产品从井口输送到立管底部的海底管道，而立管则是连接处理设施（例如采油平台或FPSO）的管道。连接处理设施与海岸的海底管道称为输出管道，而将水或化学抑制剂从采油平台输送到海底设备的海底管道则称为水或化学剂注入管。

各种管道的设计过程大体上是一致的，本书将介绍这类通用的设计方法。

第 23 章将以一个管道设计项目为例，说明如何通过本书所述的技术进展来节约成本并确保质量和安全。

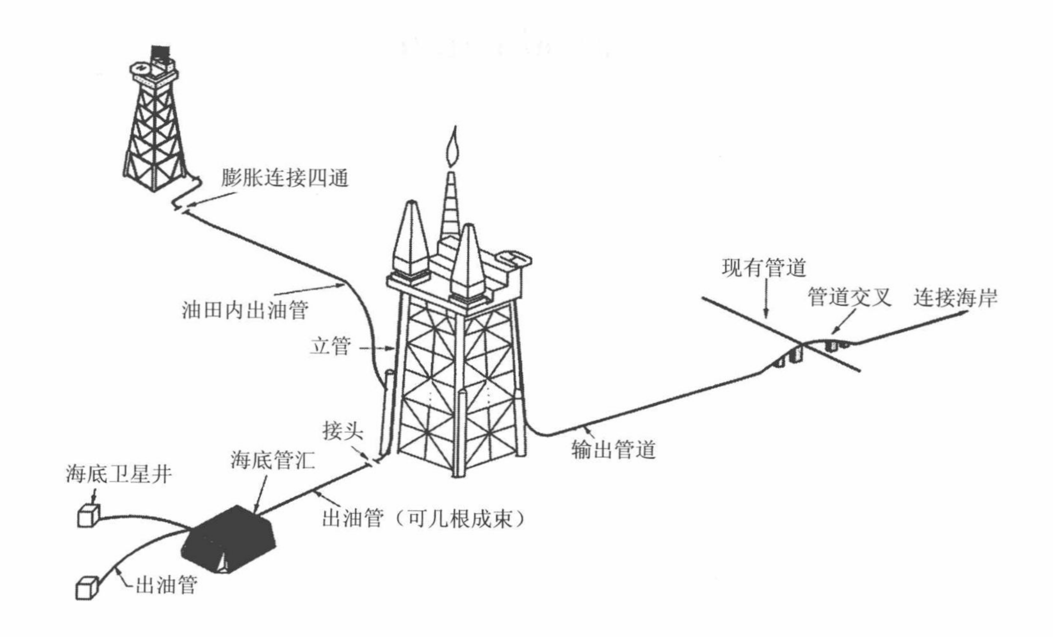


图 1.1 海底管道[1]

1.2 设计阶段和设计过程 Design Stages and Process

1.2.1 设计阶段 Design Stages

管道设计通常分三个阶段，即：

- 概念设计工程；
- 前端工程设计（FEED）工程；
- 细部设计工程。

虽然每个设计阶段的目的和范围会因运营商和项目规模的不同而存在差异，但其主要过程和目的可概述如下[2]：

1. 概念设计

- 概念设计的主要目的通常为：
- 为系统设计和施工确定技术可行性和限制因素；
- 排除不可行方案；
- 确定下一步设计和施工所需的信息；
- 确定基础成本和生产调度；
- 确定与其他计划中系统或已有系统的连接接口。

前期工程工作的价值在于揭示潜在困难及数据收集和设计中需要予以重视的地方。

2. 前端工程设计（FEED）

前端工程设计的主要目的通常为：

- 进行管道设计以确定系统概念，包括：
    - ◆ 验证管道尺寸；
    - ◆ 确定管道等级和壁厚；
    - ◆ 验证管道是否满足安装、调试和运行的设计与规范要求。

● 编写授权申请；

● 进行材料统计，以便订购足够的管线管（管道制造是耗时的工程，因而需要尽早启动）。

通常规定前端工程设计应满足“工程、采购、建造和安装（EPCI）”投标的要求，然后 EPCI 承包商将根据其标书规定在更改最少的前提下进行细部设计。

3. 细部设计

细部设计阶段需详细说明所有采购和建造投标的技术投入，主要目的可概述如下：

● 优化路径；

● 选择壁厚和涂层；

● 确认规范对强度、涡致振动（VIV）、坐底稳性、整体屈曲和安装的要求；

● 确认初步工程中规定的设计和 / 或附加设计；

● 将设计和图纸细化至可应用于海底环境，包括管道、接头、交叉、跨度修正、立管、接岸以及海底结构物；

● 根据最新测量数据编写详细定线图；

● 编写规范并准备常用覆盖材料、成本分摊、建造工作（例如铺管、测量、焊接、立管安装、短管安装、海底接头、海底结构物安装等）以及试运行（例如注水、清管、水动力试验、清洗和烘干等）；

● 进行材料统计（MTO）并编写采购材料需求信息；

● 编写认证机构所需的设计数据及其他信息。

1.2.2 设计过程 Design Process

管道设计过程旨在根据设定的运行参数确定最优的管道尺寸参数。这些参数包括：

● 管道内径；

● 管道壁厚；

● 管材等级；

● 涂层和防腐类型及重量（若需要）；

● 涂层壁厚。

对管道尺寸参数进行优化的设计过程是一个迭代过程，如图 1.2 所示。设计分析如图 1.3 所示。

设计过程的每个阶段都需说明是概念设计、初步设计或细部设计，但分析的程度可因要求的不同而不同。例如，审核细部设计的目的（第 1.2.1 节）时，设计应:

- 规定管道的壁厚、等级、涂层和长度以便进行管道制造；
- 确定路径以便编制定线图；
- 进行管道应力分析，确认在安装、测试及运行的所有阶段管道都处于容许应力的范围之内；分析结果还应包含管道容许跨度、接头细节（包括膨胀短管）、容许测试压力以及设计图和规范的其他要求；
- 进行管道安装分析，确认在安装的所有阶段管道应力都处于容许值的范围之内；分析应特别确认拟采用的管道安装方法不会对管道造成损伤；分析应写入安装规范中；
- 整体响应分析；
    - 膨胀、有效力和整体屈曲
    - 水动力响应
    - 冲击
- 局部强度分析。
    - 爆破、局部屈曲及棘轮效应
    - 腐蚀缺陷和凹陷

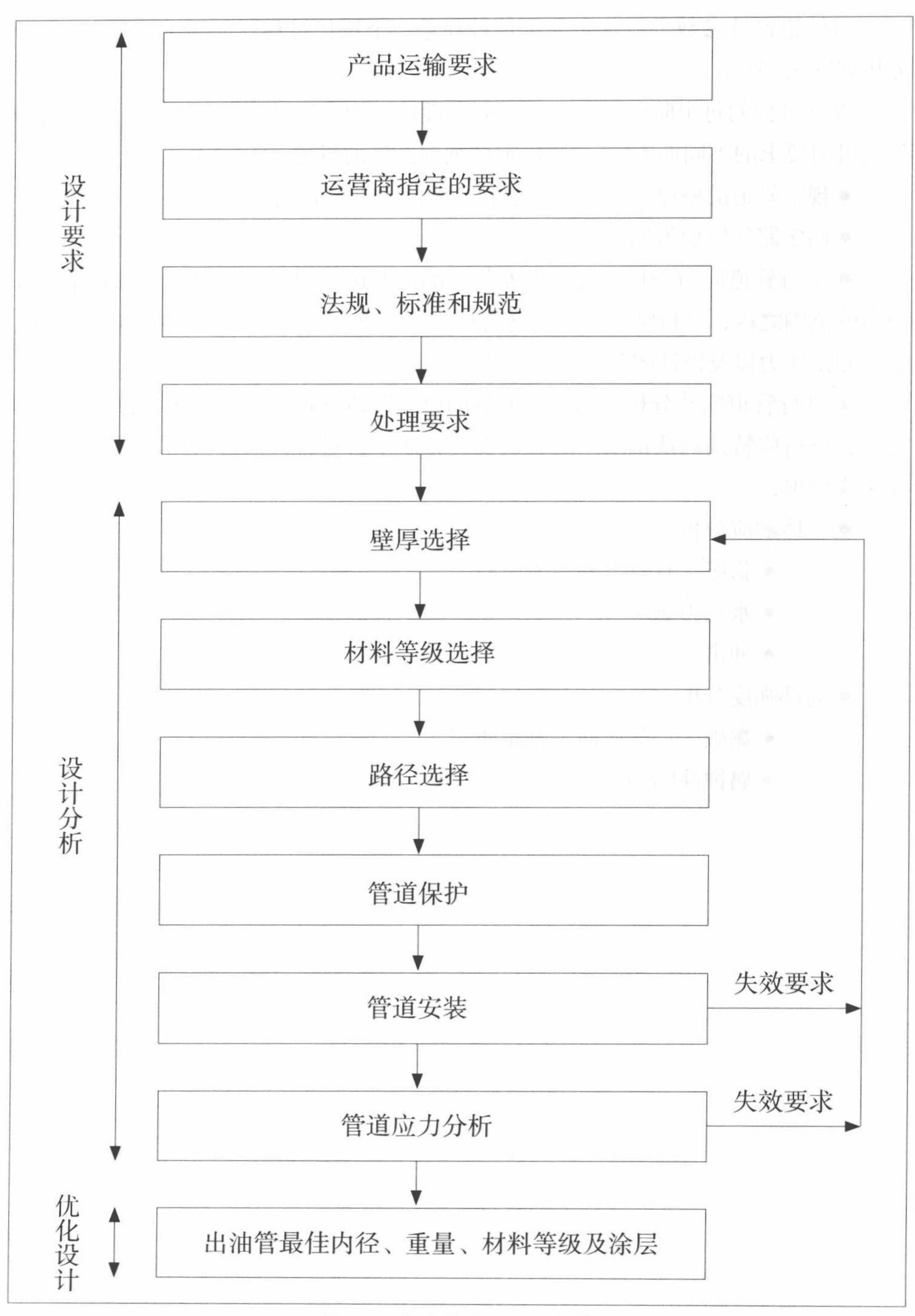


图 1.2 海底管道设计过程 [1]

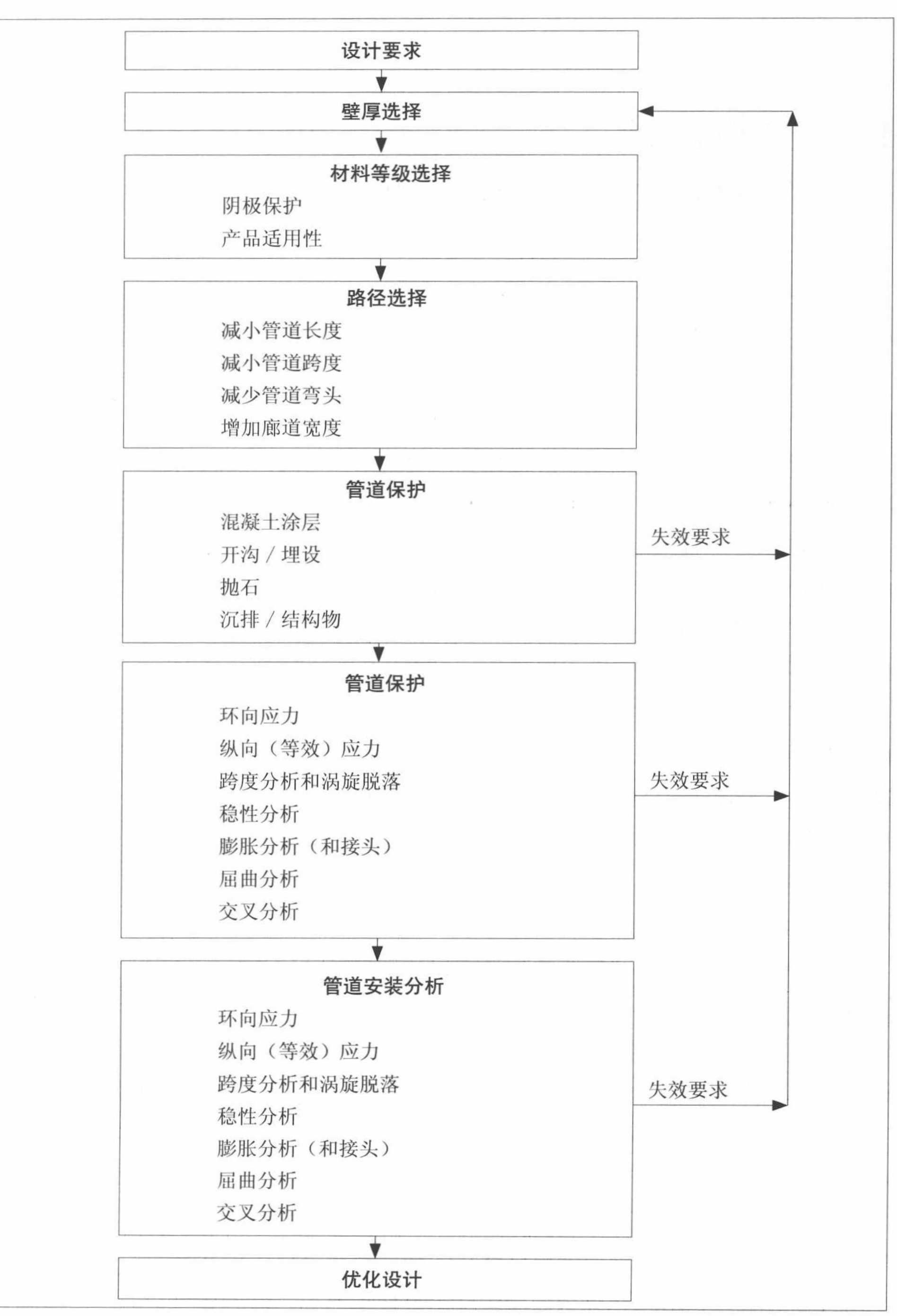


图 1.3　出油管设计分析 [1]

1.3 分析设计 Design Through Analysis

近来在离岸和海洋领域，设计过程发生了技术变革。先进的方法和分析工具能够利用现代材料及经过修订，可支持极限状态设计理念和可靠性方法的设计规范进行更为完善的设计。新方法称为“通过分析进行设计（DTA）”，采用两阶段互补方法确定主要极限状态并对特定设计进行优化。

使用先进工程的优点是通过更精确地确定结构物局部加载状态的影响，最大限度地减少不必要的保守设计，从而大大降低项目的资本支出（CAPEX）和营运支出（OPEX）。标准和设计规范应全面涵盖设计内容，但输入参数和分析方法的应用仍存在许多不确定性。由于结构物和加载状态可精确建模，因而对于特定设计条件，真实模拟能揭示设计规范在某方面可能过于保守。有限元法（FEM）模型能够模拟真实的结构特性并应用和记录特定的限制措施。

管道生产的质量控制越好，就可对材料进行更精确的建模，工程师便能通过FEM 分析工具模拟整个管道系统在全部生命周期的特性并确定载荷最大的部分或部件。将这些信息整合到详细 FEM 模型中即可确定主要失效模式和极限标准，然后与设计规范进行比较以判断是否具备优化空间。借助统计数据可对输入数据及响应的不确定性建模，并确定一系列载荷和影响的概率分布。然后通过设计决策可靠性方法进行优化并记录是否适合最终产品。

工程师长期以来一直困难地使用着仅考虑部分结构系统的分析方法，而不同部分如何相互影响以及结构系统如何响应接近其极限的加载则需要能精确反映载荷、材料和结构的非线性模型。现在工程师能够通过复杂非线性 FEM 程序和高速计算机获取数值结果，可与通过观察得到的特性及实验室测试结果完美契合。

由于设计参数和局部环境因项目而异，所以整体响应常常需要与局部强度一起进行模拟。海底管道的加载状态涉及安装、海床特性、干预工作、测试、各种运行状态及停输，其确定的载荷路径对于与塑性变形和滞后效应相关的非线性系统精确建模非常关键。例如模拟可确认受到周期性载荷作用并发生位移的管道系统是处于符合要求的自稳定状态还是处于不稳定状态，需要进一步加固。通过在

真实环境中获取的测量结果对管道特性进行模拟，工程师能发现其设计的优劣并找到安全经济的解决方法。根据传统方法，管道工程师只计算两维载荷和载荷效应，说明三维效应时需忽略或合并结果，此类方法会导致设计过度保守或不够安全。对于受到高载荷作用并发生较大热膨胀的管道，DTA 已证明了三维有限元分析的重要性。

DTA 涉及以下工作：

- 根据指南和规范进行初始设计；
- 通过对整个管道系统建模确定整体特性；
- 对整个生命周期的载荷状态进行模拟；
- 确定潜在问题区域；
- 通过详细有限元建模对结构失效模式和承载力进行检验；
- 制定可尽量降低成本但能保持一致安全水平的策略；
- 进行设计优化循环；
- 记录设计的有效性和长处；
- 提供作业和维护支持。

1.4　管道设计分析 Pipeline Design Analysis

1.4.1　概述 General

需进行管道应力分析以确定管道在安装、测试和运行时其应力是否符合规范和客户的要求。验证所受应力是否符合要求的相关分析：

- 环向应力；
- 纵向应力；
- 等效应力；
- 跨度分析和涡旋脱落；

- 坐底稳性；
- 热膨胀分析，包括接头设计；
- 整体屈曲分析；
- 交叉分析。

三个设计阶段的第一个阶段是初始壁厚计算。初始尺寸计算还应与安装分析的静水压溃 / 扩展屈曲计算一起进行。

管道设计的分析方法概述如下，可作为相关章节的介绍。

1.4.2 管道应力检验 Pipeline Stress Checks

- 环向应力

薄壁管的环向应力（σ_h）可通过如图 1.4 所示公式确定：

$$\sigma_h = (p_i - p_o)\frac{D}{2t} \tag{1-1}$$

式中：

p_i 为内部压力；

p_o 为外部压力；

D 为管道外径；

t 为管道的最小壁厚。

环向应力不可大于规定最小屈服应力（SMYS）的某个特定比例，此比例取决于所采用的规范 / 标准。

环向应力

$$\sigma_h = \frac{(p_i - p_o)D}{2t}$$

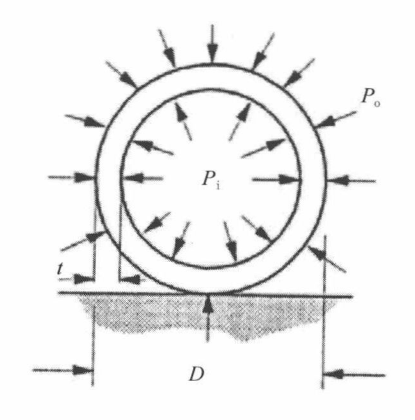


图 1.4 管道环向应力

● 纵向应力

管道的纵向应力（σ_l）为管壁受到的轴向应力，由以下应力组成：

管帽作用力导致的应力（σ_{ec}）

弯曲应力（σ_b）

热应力（σ_t）

环向应力（σ_h）

纵向应力可通过下式确定：

$$\sigma_l=\sigma_{ec}+\sigma_b+\sigma_t+v\sigma_h \tag{1-2}$$

纵向应力的分量如图 1.5 所示。使用该公式时应确保遵循符号规定（如拉伸应力为正）。

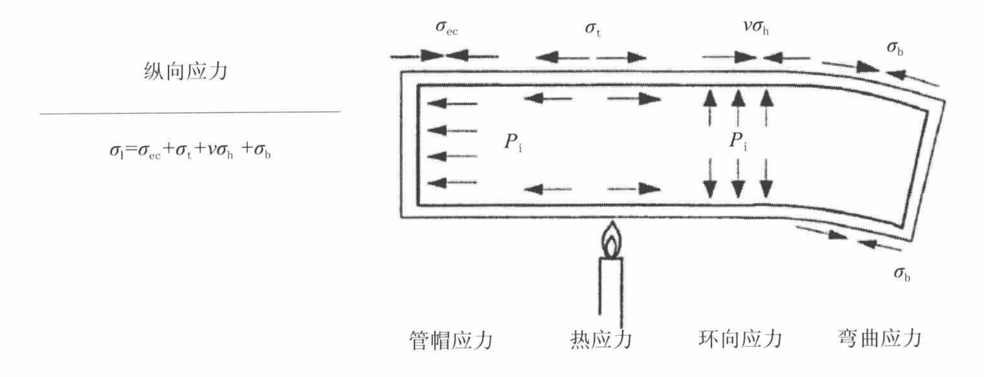


图 1.5　管道纵向应力

● 等效应力

根据所用的规范 / 标准，确定的复合应力存在差异。但等效应力（σ_e）通常可表达为

$$\sigma_e=\sqrt{\sigma_h{}^2+\sigma_l{}^2-\sigma_h\sigma_l+3\tau_{lh}{}^2} \tag{1-3}$$

式中：

σ_h 为环向应力；

σ_l 为纵向应力；

τ_{lh} 为切向剪应力。

对于 D/t 比小于 20 且剪应力可忽略的高压管道，等效应力可计算为

$$\sigma_e=\sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_h-\sigma_l)^2+(\sigma_l-\sigma_r)^2+\left(\sigma_h-\sigma_r\right)^2\right]} \tag{1-4}$$

式中，径向应力的值从管壁内侧的内部压力 p_i 变化为管壁外侧的外部压力 p_o。与纵向应力和环向应力相比，径向应力通常较小，因而设计规范不会对其进行明确限制。

1.4.3 悬跨分析 Span Analysis

当管道放置在粗糙海床或受到冲刷的海床上时，若管道和海床在较长距离不发生接触就会出现悬跨，如图 1.6 所示。在这种情况下，通常规范要求对管道进行以下检测：

- 过度屈服；
- VIV 导致的疲劳；
- 人类活动的干扰（捕鱼）。

充分考虑这些要求就需对容许悬跨长度进行评估。如果实际悬跨长度超过容许长度，就应进行调整或修正以减少悬跨长度。这是一项高成本的工作，因而尽可能准确地评估跨度非常重要。在很多情况下，为了说明真实的海床和现场结构特性必须对多种跨度进行分析。

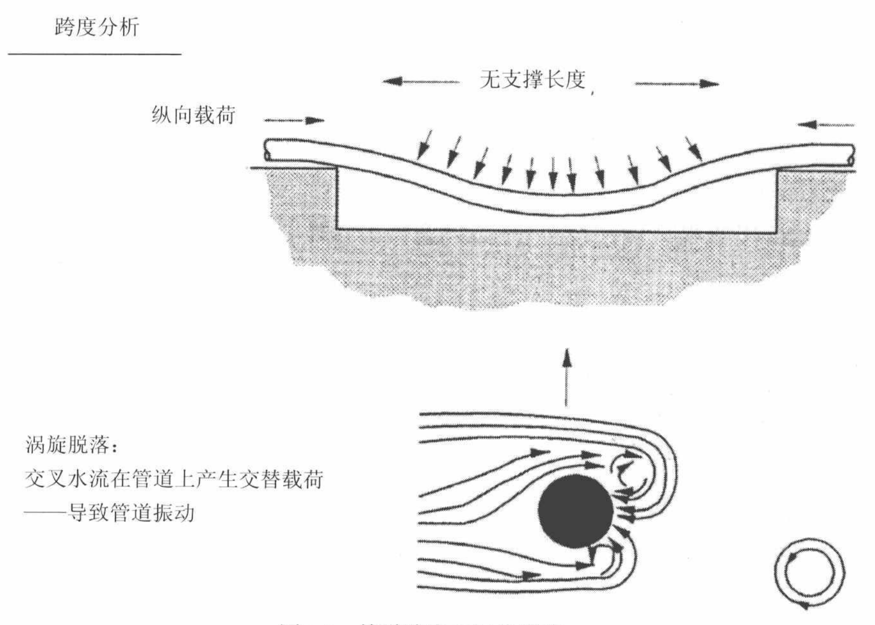


图 1.6 管道跨度和涡旋脱落

管道跨段或任何圆柱形物体周围的波浪和海流流动所产生的湍流会导致尾流中出现涡旋。这些涡旋从管道顶部至底部交替脱落，并产生作用于跨段的振荡力，如图 1.6 所示。如果脱落频率接近管道跨段的固有频率，则会发生严重的共振，这种共振可导致管道疲劳失效并使混凝土层开裂脱落。

对管道跨段发生共振的可能性进行评估需基于脱落频率与跨段固有频率的比较。可使用传统力学方法计算脱落频率，但必须考虑接近海床产生的影响。通常通过简单模型计算规定跨段的固有频率，但最新研究表明这些模型过于简单，需对真实海床上的管道进行多种跨度分析。

涉及管道跨段的另一个主要考虑因素是捕鱼可能造成的影响，这是一个宽泛的主题，第 16 章将予以介绍。

1.4.4　海底在位稳性分析 On–bottom Stability Analysis

海床上的管道会受到波浪和稳定海流的流体载荷作用。对于可能因管道竖向或侧向移动而导致其破损的海床区域，作为设计要求，管道必须有足够的重量以确保在最恶劣的环境条件下可保持稳性。在浅水中，大多数情况下这部分重量由混凝土配重层提供。而在某些情况下，允许管道在应力（或应变）不超过极限的前提下发生侧向移动。本节将概述大部分设计方案都采用的前一种方法，基于极限状态的稳性设计在第 13 章予以介绍。

坐底稳性分析基于简单力平衡或详细有限元分析。作用于管道的波浪和海流作用载荷为波动拖曳力、升力和惯性力。管道有效沉没重量在海床上产生的摩擦力必须大于这些作用力以确保稳性。如果管道的钢和内容物重量不足或堆石不够，稳性设计必须确定所需混凝土层的重量。在设计时，大部分管道规范都规定了一个安全系数。

海流载荷作用下海底管道的作用力分量如图 1.7 所示。管道在海床上保持稳定必须满足以下关系：

$$\gamma\ (F_D - F_I) \leq \mu_L\ (w_{sub} - F_L) \tag{1-5}$$

式中：

γ 为安全系数，通常不小于 1.1；

F_D 为单位长度的水动力阻力（矢量）；

F_I 为单位长度的水动力惯性力（矢量）；

μ_L 为土壤侧向摩擦系数；

w_{sub} 为单位长度的管道沉没重量（矢量）；

F_L 为单位长度的水动力升力（矢量）。

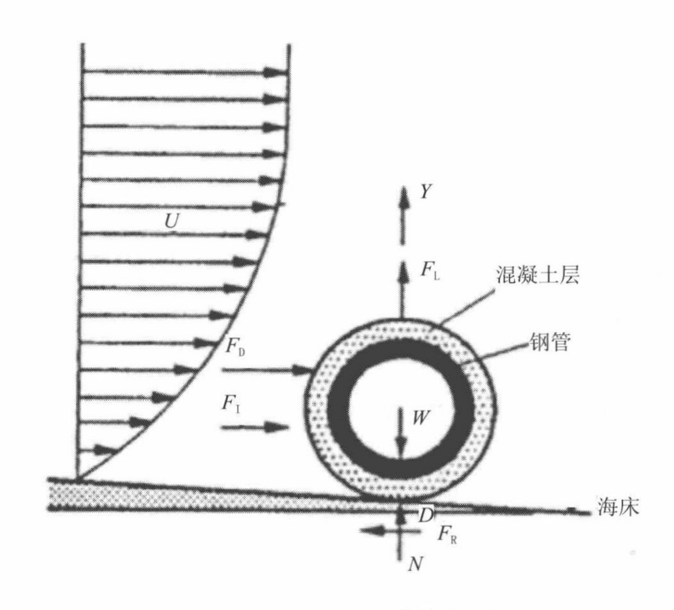


图 1.7　海底管道稳性分析

水动力可通过传统流体力学方法及合适的阻力、升力系数和直径、粗糙度、局部海流速度及加速度得到。

分析中所用的有效流体包含两个部分，分别为：

- 稳定海流，采用边界层理论在管道所在位置进行计算；
- 波浪产生的流体，采用合适的波浪理论在海床位置计算。

流体的选择取决于局部波浪特性和水深。波浪和海流数据必须考虑到极端条件。例如，对于管道整个生命周期的运行分析常常采用百年一遇的波浪数据。而对于沉没重量较小，在空旷条件下将管道铺放安装于海床上时，则采用诸如 1 年或 5 年一遇较小波浪的数据。

摩擦力取决于海床土壤和管道的沉没重量，可使管道保持平衡。需注意的是该沉没重量应减去流体升力。根据管道和土壤表面情况，侧向摩擦系数可取 0.1~1.0。软质粘土和淤泥对管道侧向移动的摩擦力较小，而粗砂的摩擦力较大。

可以看出稳性设计是个复杂的过程，很大程度上取决于经验系数，例如作用

力系数和土壤摩擦系数。选择合适的值，主要需依靠工程师的经验和特定的设计条件。

海底管道稳性分析的目的在于确定所需附加配重层的重量。当用于保持稳定的混凝土使管道重量过大而影响安全安装时，应采取其他保证稳性的措施，两种主要方法为：

- 通过开沟使管道避开海流的作用力；
- 使用锚（堆石）或其他配重方法提供额外阻力。

对于后一种情况，锚的间距必须设计为可确保固定点之间的管段不会发生较大移动或承载高应力。海底管道的安全性仍然是稳性设计的最重要标准。

第 13 章将介绍坐底稳性分析的有限元模型。

1.4.5 热膨胀分析 Thermal Expansion Analysis

热膨胀分析需确定管道两端的最大膨胀及管道中相应的最大轴向载荷，两者对于设计有着非常重要的影响，因为：

- 轴向载荷可确定管道在运行过程中是否会发生整体屈曲并需要额外分析 / 约束；
- 管端膨胀可确定连接四通（或其他设备）必须承载的膨胀情况。

如图 1.8 所示，管端膨胀是管道运行参数和约束的函数。管道可膨胀至“固定点”，超过此点管道将不再膨胀（因而被完全约束）。可根据管道运行参数和约束来确定管端与此固定点之间的距离。约束越少，锚之间的距离越大，连接处的膨胀也就越大。

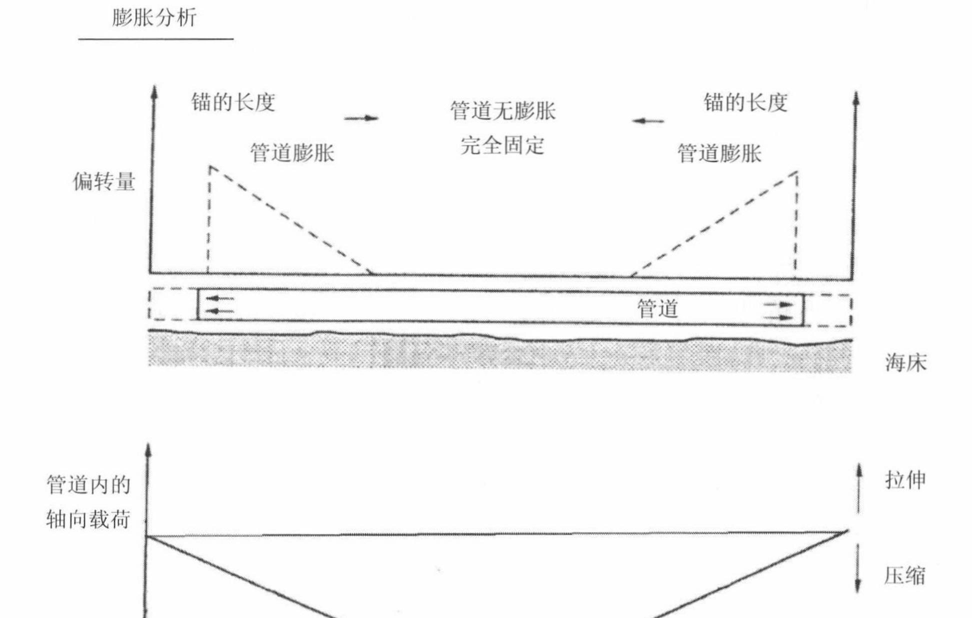


图 1.8　管道的热膨胀

1.4.6　整体屈曲分析 Global Buckling Analysis

当管道内的有效轴向压缩力增大至使管道产生侧向或竖向弯曲并因此降低了轴向载荷时（即处于更低的能态），管道就会发生整体屈曲。随着越来越多的管道在高温运行（超过 100℃），发生整体屈曲的可能性也越高。

整体屈曲分析可确定屈曲是否会发生（见图 1.9）。如果会发生，则需进一步分析以便防止屈曲发生或对管道进行调整。

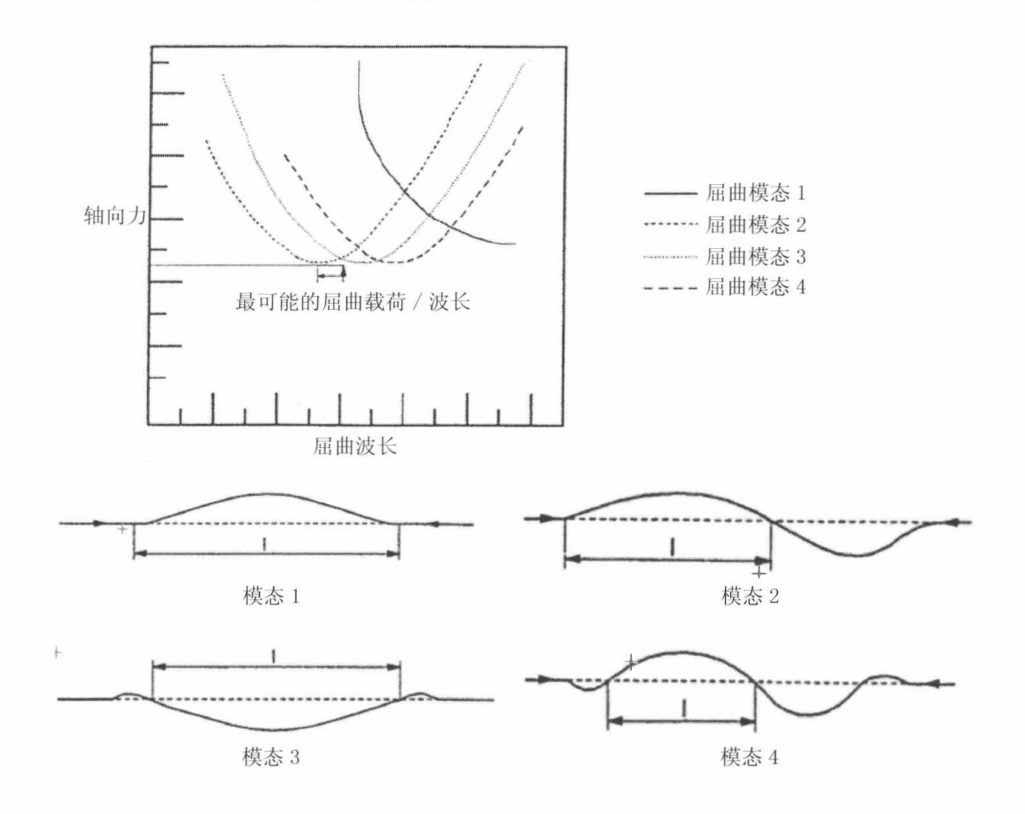


图 1.9　管道的整体屈曲

防止屈曲的一个方法是在管道上抛石。这会对管道施加更大的载荷，但可以防止其发生屈曲。但如果抛石未能提供足够的约束，管道还是会发生整体屈曲（即隆起屈曲），可导致管道失效。

另外一个解决屈曲问题的方法是使管道在海床上弯曲（例如通过蛇形铺设或限制屈曲的方法，如支墩、分布式浮力等）。这种方法明显比抛石成本低，并且管道承载的载荷更小。但管道会发生塑性变形，因而分析必须基于极限状态设计。这种方法越来越流行，并且可以结合抛石使用，先蛇形铺设管道，然后在需要的位置进行抛石，这样能降低发生隆起屈曲的可能性。

计算隆起屈曲和侧向屈曲所用的方法详见参考文献 [4]、[5] 和第 10、11 章。

1.4.7 管道安装 Pipeline Installation

安装管道和立管有多种方法，例如：

- 铺管船铺设；
- 卷管船铺设；
- 拖管法安装。

采用何种分析由安装方法确定，安装方法介绍如下：

铺管船铺设

这种方法（包括 S 型铺设和 J 型铺设）需在铺管船上进行管道连接，因而铺管船上有许多进行焊接、检测以及对接头进行现场涂覆的工作站(见图 1.10)。铺管船向前移动进行铺设，并控制管道以 S 型铺设在海床上。上部管段或上弯段的曲率由称为托管架的支撑结构控制，托管架上安装滚轮以减小对管道的损伤。

下部管段的曲率则通过铺管船上的专用机器施加张力进行控制。管道设计者必须对铺管时的管道结构进行分析，确定合适的抗张承载力和铺管船布置，使管道在铺设过程中不会受到损伤或出现过大应力。

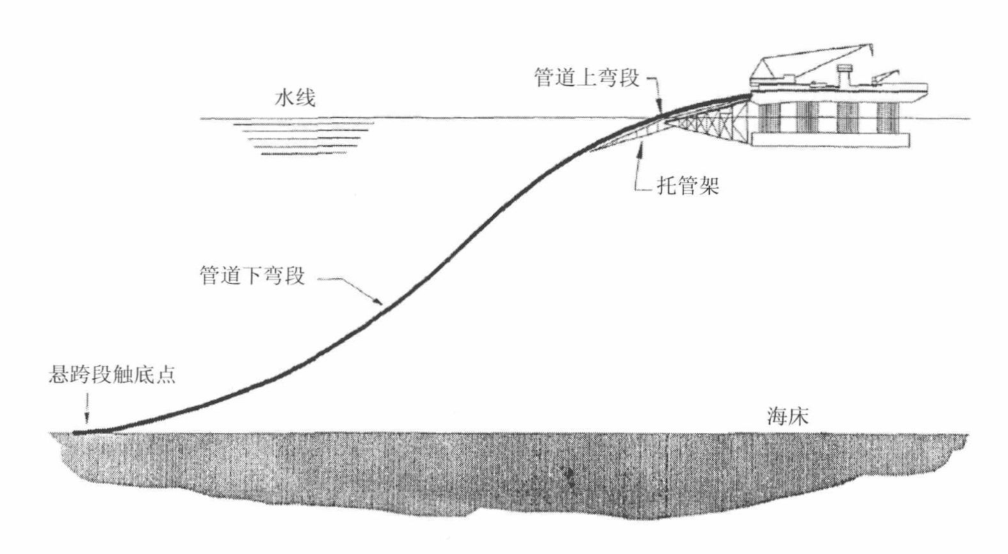


图 1.10　S 型铺设安装过程中的典型管道结构 [1]

可采用多种方法进行适当的分析，如可以得出近似解的简单悬链线分析及使用有限元法的精确分析。分析的主要目的是确定两个区域的应力水平。第一个区域在托管架（上弯段）处，管道的曲率较大，尤其是在最后一个支撑处。由于目前已经能够控制曲率，管道规范允许对上弯段采用较小的安全系数。

第二个高应力区域在下弯段，此处管道因其自重而发生弯曲。下弯段的曲率随着铺管张力的变化而变化，因而不如上弯段那样容易控制。

在所有情况下都应对铺管船布置和张力进行优化，使管壁的应力水平处于规定的范围之内。

卷管式铺管船

卷管式铺管法被广泛应用于北海和墨西哥湾，其最大铺设管径可达 18 英寸。管道在岸上制造并盘卷到专用船的巨大滚筒上，盘卷过程中管道在滚筒上会发生塑性变形。安装时通过特殊的直坡道将管道展开并拉直，然后将管道以类似 J 的形状铺设在海床上，可通过铺管船进行 J 型铺设，但多数情况下都使用较陡的坡道，这样能够消除上弯段曲率。

可采用与铺管船法相同的技术对卷管式铺管法进行分析，但由于焊接过程会使高等级钢材产生不符合要求的加工硬化，因而必须对管道的钢材等级是否适用于盘卷过程予以特别考虑。

盘卷管道需考虑的一个重要问题是必须将管道的塑性变形限制在相关规范规定的范围之内，如 DNV-RP-F108。现有的卷管式铺管船都能满足这些规范的要求。

拖管法安装管道

有些情况下可采用拖管法安装管道，长管段在岸上制造，然后由合适的船舶（拖船）在海床上或水中进行拖带。对于较短的管道和将几根管道绑扎在一起的管束，这种技术具有优势，因为较为困难的制造工序可以在岸上进行。拖带管道的设计过程取决于所需的安装类型。如采用底拖法时控制管道的底部重量非常重要，既要减小拖带力，同时又要有足够的重量以保持稳性。因而可能需要进行较大程度的重量优化，如对管道壁厚公差的控制要比管道铺设更为严格。

海底管道安装详见第 33 章。

1.5 有限元分析 Finite Element Analysis

自 20 世纪 80 年代中期以来，借助高速计算机和新软件对管道特性进行更为精确的详细有限元分析可以实现设计优化和降低成本。管道的详细有限元分析包括现场整体响应分析、局部强度分析和生命周期成本（LCC）设计分析。

现场整体分析模拟管道整个生命周期内的特性，包括以下设计因素：

- 安装；
- 坐底稳性；
- 膨胀、隆起和侧向屈曲；
- 悬跨段涡致振动（VIV）；
- 拖网拖动和钩拉响应。

现场整体分析可进一步结合可靠性（概率）设计。可靠性设计通常包括：

- 标定用于估算合适覆层厚度的安全系数，覆层可防止发生隆起屈曲；
- 水动力载荷和土壤摩擦力的概率分析，用于坐底稳性设计；

局部强度分析为极限状态设计提供了工具，可预测管道在以下失效模式下的强度[6]：

- 局部屈曲；
- 爆破；
- 棘轮效应；
- 材料不均匀；
- 基于损伤力学的断裂和疲劳；
- 拖网冲击及坠落物体。

局部强度分析也可以结合概率分析。典型概率分析采用基于可靠性的强度标准，通过结构可靠性标定安全系数。

先进的通用有限元程序（ABAQUS 和 ANSYS）已经在管道的实际设计中得到应用，如下所述：

（1）先进设计分析：在管道整个生命周期的以下各阶段中模拟其现场特性：

- 安装[7]；
- 注水、压力测试、除水、灌注油气产品；
- 运行和停输所致的压力和温度循环变化；
- 膨胀、隆起和侧向屈曲[4，5]；
- 波浪和海流载荷；
- 坐底稳性[8]；
- 涡致振动[9，10]；
- 拖网板拖动和钩拉[5]；
- 海床轮廓变化的影响。

（2）可替代全尺寸试验的数字工具：制定关于容许悬跨高度和能量吸收要求的设计标准，以防悬跨管道遭受渔具冲击载荷和坠落物体载荷而发生损伤[5]。

直至几年前，全尺寸试验仍然是确定强度的唯一可靠方法。此类试验需要大量资源和成本。现在许多全尺寸试验可通过有限元法以数字方式进行。

（3）可进行极限状态设计的数字结构实验室：制定以下关于结构强度和材料特性的设计标准：

- 局部屈曲 / 塑性压溃[11]；
- 载荷可控及位移可控状态下的爆破强度；
- 周期性载荷导致的椭圆形棘轮效应[12]；
- 材料不均匀及计算焊接力学。

（4）基于可靠性设计：基于可靠性设计的一个例子是壁厚选择，特别是基于可靠性不确定性分析和生命周期成本优化的腐蚀裕度选择[13，14]。

（5）基于可靠性的安全系数标定：通过基于可靠性的标定，选择使用LRFD 格式的部分安全系数[15，16]。

1.6　参考文献 References

[1] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines and Risers, Elsevier Science Ltd, 2005.

[2] G. Langford, and P.G. Kelly, Design, Installation and Tie-in of Flowlines, JPK Report

Job No. 4680.1, 1990.

[3] Y. Bai, and P.A. Damsleth, Design Through Analysis Applying Limit-state Concepts and Reliability Methods, Proc. of ISOPE" 98 , 1998.

[4] P. Nystrøm, K. Tørnes, Y. Bai and P. Damsleth, Dynamic Buckling and Cyclic Behavior of HP/HT Pipelines, Proc. Of ISOPE" 97, 1997.

[5] K. Tørnes, P. Nystrøm, N.Ø. Kristiansen, Y. Bai, and P.A. Damsleth, Pipeline Structural Response to Fishing Gear Pullover Loads, Proc. of ISOPE" 98, 1998.

[6] Y. Bai, and P.A. Damsleth, Limit-state Based Design of Offshore Pipelines, Proc. of OMAE " 97, 1997.

[7] P.A. Damsleth, Y. Bai, P.R. Nystrømand, C. Gustafsson, Deepwater Pipeline Installation with Plastic Strain, Proc. of OMAE" 99, 1999.

[8] B.A. Ose, Y. Bai, P.R. Nystrøm, and P. A. Damsleth, A Finite Element Model for In-situ Behavior of Offshore Pipelines on Uneven Seabed and Its Application to On-Bottom Stability, Proc. of ISOPE'99, 1999.

[9] N.Ø. Kristiansen, K. Tørnes, P.R. Nystrøm, and P.A. Damsleth, Structural Modeling of Multi-span Pipe Configurations Subjected to Vortex Induced Vibrations, Proc. of ISOPE" 98, 1998.

[10] A. Reid, T. I. Grytten, and P. R.Nystrøm, Case Studies in Pipeline Free Span Fatigue, Proc. of ISOPE" 2000, 2000.

[11] S. Hauch, and Y. Bai, Use of Finite Element Methods for the Determination of Local Buckling Strength, Proc. of OMAE „98, 1998.

[12] N.Ø. Kristiansen, Y. Bai, and P.A. Damsleth, Ratcheting of High Pressure High Temperature Pipelines, Proc. of OMAE " 97, 1997.

[13] S. Nødland, Y. Bai, and P.A. Damsleth, Reliability Approach to Optimize Corrosion Allowance, Proc. of Int. Conf. on Risk based & Limit-state Design & Operation of Pipelines, 1997.

[14] S. Nødland, H. Hovdan, and Y. Bai, Use of Reliability Methods to Assess the Benefit of Corrosion Allowance, Proc. of EUROCORR" 97, pp.47-54 （Vol.2）, 1997.

[15] Y. Bai, and R. Song, Fracture Assessment of Dented Pipes with Cracks and Reliability-based Calibration of Safety Factors, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 74, pp. 221-229, 1997.

[16] Y. Bai, T. Xu, and R. Bea, Reliability-based Design & Requalification criteria for Longitudinally Corroded Pipelines, Proc. of ISOPE " 97, 1997.

第 2 章　管壁厚度及材料等级选择

Wall–thickness and Material Grade Selection

2.1 引言 Introduction

2.1.1 概述 General

本章对管壁厚度的设计基础进行审定并与工业实践进行对比。所审定的相关规则参见 ABS[1]、API[2]、ASME B31[3,4]、BS8010[5]、DNV[6] 和 ISO[7]。管壁厚度的选择是海底管道设计中最为重要也是最为基础的任务之一。这一项任务包括许多与不同设计方案相关的技术内容，而与管壁厚度的容器相关的主要设计荷载则如下所示：

- 内部压力载荷；
- 外部静水压载荷；
- 纵向功能性载荷；
- 弯矩载荷；
- 外部冲击载荷。

不同的载荷产生不同的失效机制；因此，下述失效标准应在管壁厚度设计中予以满足。

- 爆破；
- 压溃；
- 屈曲。

当管壁内的环向拉伸应力因内部压力（差压）高于屈服压力，且达到材料的极限抗拉强度并在管道的最薄弱部位发生拉伸断裂时，出现管道爆破现象。许用应力设计（ASD）原则将确保管道中的应力不会超过屈服应力。针对差压的设计以限制环向应力以及针对组合载荷的设计以限制等效应力的设计实践，均已被证明一般情况下是非常安全的，除非外部冲击载荷对于管道的完整性是致命的。然而，这一实践已在管道行业沿用数十年之久，但却变化甚少，虽然管道技术已有

显著的改进和发展，参见 Sotberg 和 Bruschi[8], Verley 等人 [9]。

考虑到现代工业所达到的精确设计、有效质量和作业控制，以及新材料的可使用性，人们已经明白，为了设计安全及其成本有效性，有必要使确定管壁厚度的实践活动实现合理化。极限状态设计（LSD）对管道的失效状态进行了规定。采用某一安全系数的材料极限强度被用作设计标准。极限状态设计使设计师能够说明最差状态的低概率原因之所在，并确定使得所要求的管道设计达到令人满意的安全级别。安全级别需要反映出一系列的问题，包括经济关系、公共关系和环境成本。管道的极限状态设计详见第 4 章。

新的设计标准也为新型高强材料的应用以及高压与高温管道的设计提供了指导。

2.1.2 管道设计规范 Pipeline Design Codes

ASME B31 标准

管道设计标准最初起始于 1926 年的压力管系 B31 标准 [11,12] 的出现，随后则是 20 世纪 50 年代初的著名的 ASME 标准 B31.8, 其适用于气体输送和分配管系系统，以及适用于输油管系的 B31.4[3]。这两项标准的主要设计原则都是将管道作为压力容器进行评估，并将环向应力限定在屈服应力的某一特定范围之内。

相关设计标准的概要说明如下：

ISO 13623

适用于离岸和陆上应用的管道标准系由 ISO 国际标准化组织 [7] 编制而成。正如 SUPERB[10] 所建议的那样，该指南以基于极限状态的设计程序为依托，允许使用结构可靠性技术。这一标准和指南为相关设计方法和理念的应用呈现出了有价值的行业通用基础。

API RP 1111

适用于含有碳氢化合物的离岸管道的推荐规程 API RP 1111 已根据极限状态设计方案进行更新，旨在形成统一的安全级别 [2]。破裂和爆破失效模式被视为主要的设计条件，其与管子直径、管壁厚度和材料等级有关。

DNV 管道规则

DNV 海底管道和管道立管的设计、建造和检验规则的第一版于 1976 年发布，其设计部分主要以 ASME 标准为根据，尽管该标准只是为离岸应用而编制的。

DNV 的 96 管道标准以及 DNV-OS-F101[6] 中的安全理念均源自于 SUPERB 项目的研发内容。根据地区等级、液体类别和潜在失效后果，将管道归类为相应的安全等级。因而相应采用极限状态法，其基本要求为所有的相关失效模式（极限状态）均需在设计加以考虑。

ABS 海底管道系统建造与入级规范

海底管道和立管的建造与入级规范系由 ABS[1] 编制而成。该规范将许用应力设计法（WSD）应用于管壁厚度设计。并视需要允许采用极限状态设计法和基于风险 / 可靠性的设计方法。其包含缺陷评估的新标准。与现场条件、安装和修理状态相关的其他失效模式的标准，已根据设计项目、相关 JIP 和行业经验进行了评估或改进。

2.1.3 管壁厚度 Pipeline Wall Thickness

所要求的管壁厚度系由如下表述的几部分组成：

$$t_{req}=t_{min}+t_{corr}+t_{fab} \tag{2-1}$$

式中：

t_{min} 为压力容器所需的最小管壁厚度，根据设计标准计算而得；

t_{corr} 为腐蚀裕量；一般介于 0.12in 和 0.24in 之间；

t_{fab} 为管壁厚度的制造公差；若管子受 API 5L 限定，负的制造公差为 t_{nom} 的 –12.5%（管壁厚度为 4~25mm 的 SMLS 管），以及 t_{nom} 的 –10%（管壁厚度为 5~15mm 的焊接管）。

2.2 材料等级选择 Material Grade Selection

2.2.1 概述 General

离岸油气工业所使用的钢材从碳钢（API 标准等级 B 类至 X70 类或更高等级）至异金属（也即双相不锈钢）不等。选择材料等级时务必考虑到下述因素：

- 成本；
- 耐腐蚀效果；
- 重量要求；
- 可焊接性。

钢材等级越高（最高为异金属），单位容积（重量）的成本越大。但是，由于制造高等级钢材的成本已在降低，这一行业的总趋势在于使用更高等级的钢材。参见第 31 章“高强度管线钢的应用”。显而易见，钢材等级的选择构成了设计的关键要素。

2.2.2 制造、安装及运行成本考虑 Fabrication, Installation and Operating Cost Considerations

在管道使用中选择相应的材料等级对下述方面的成本产生影响：

- 管道的制造；
- 安装；
- 运行。

制造

钢材的成本随着等级的提高而增加。然而，等级的提高可能会使管壁厚度减小，当使用相较于较低等级钢材而言的较高等级钢材时，其结果是总体降低制造

成本。

安装

由于高等级钢难以焊接，其使用率与较低等级钢的相比却更低。但是，若将管道铺设在深水区且铺管船以其最大铺管张力进行铺设，那么可能更适于采用高等级钢，因为管道重量的减少可能会导致铺管张力的降低。总之，从安装视角出发，使用较低等级钢的管道其安装成本较低。

运行

与管道中所输送的产品有关，管道可能会受到下述影响：

- 腐蚀（内部）；
- 内部侵蚀；
- H_2S 导致的腐蚀。

无腐蚀破损的设计可以通过选择材料或修正运行程序（也即通过使用化学缓蚀剂）加以实现。

为了给管道选择一种材料，必须先行了解环境参数如温度、压力、水、CO_2 和 H_2S 等对材料防腐的影响。对于无硫环境，较为适用碳钢、低合金马氏体钢、奥氏体钢和双相不锈钢，但对于酸性环境而言最为适宜的材料则是碳钢、双相不锈钢、衬里管和镍合金复合管。

2.2.3 材料等级优化 Material Grade Optimization

今天，材料等级的优化其应用已相当严格，依据从以往的管道设计中所取得的经验以及衬里管制造与焊接的技术进步。优化工作基于在满足运行要求的条件下使制造与安装成本最小化而进行。由于材料等级的选择会对管道的运行寿命产生显著影响，一般情况下运行操作人员需参与材料等级的最终选择。

2.3 压力容器设计 Pressure Containment Design

2.3.1 概述 General

由于内外压之间的压差，环向应力标准限制了特征环向拉伸应力 σ_h：

$$\sigma_h < \eta_h SMYS\, k_t \tag{2-2}$$

式中，η_h 为设计利用系数，*SMYS* 为额定的最小屈服强度，k_t 为材料温度折减系数，参见标准 ASME B31.8 的表 841.1.8–1。环向应力公式一般表述为下式：

$$\sigma_h = (p_i - p_e)\frac{D}{2t} \tag{2-3}$$

式中：p_i 和 p_e 分别为内部和外部压力；D 为管子的公称外径；t 为管壁厚度。

对处于非平台区域内的海底管道，所有主要标准中的设计系数（利用系数）均定为 0.72。对于平台附近区域和立管区域（安全区域）内的管道，ASME B31.8 标准将利用系数定为 0.50，而 NPD[13] 则为 0.60。设计系数 0.72 的出处可追溯至 B31 标准（1935 年版），其中的许用压力被限定为出厂试验压力的 80%，后者的计算则采用式（2–2），其最大设计系数为 0.9。因此，许用压力下的有效设计系数为 0.8 × 0.9 = 0.72。1958 年版的 B31.8 标准已将系数 0.72 直接用于取自陆上管道的设计压力。

此外，式（2–3）所使用的直径和厚度的定义随标准的不同而有所变化（见表 2.1）。在最新的标准如 NPD（1990 版）和 BS8010（2004 版）[5] 中，更多使用最小管壁厚度，而不是公称管壁厚度，但利用系数保持不变。这可能导致钢材成本明显增加，说明尽管在管道技术中已有显著改进和发展，但此类标准仍相对较为保守。

在多数标准中，式（2–2）所用的 SMYS 最大值被限定为 490MPa，屈服与抗拉强度之比为 0.85。这限制了高强碳钢如 X80 或更高等级钢材的应用。屈服核查

也已隐含了其他失效模式。为使材料等级超出当前的极限值，有必要对其他失效模式展开明确核查，参见第 4 章。

表 2.1 不同管道标准中所使用的特征厚度和直径

标 准	厚度	直 径
ABS（2006 版）	最小值	平均值，（D-t）
ASME B31.1（1951 版）	最小值	外径 − 0.8 t_{min}
ASME B31.1（2002 版）	最小值	外径、平均值或外径 − 0.8 t_{min}
ASME B31.4（2006 版）	公称值	$D/t > 20$ 时的外径
ASME B31.8（2007 版）	公称值	$D/t > 30$ 时的外压，否则为平均值
BS 8010（2004 版）	最小值	外径，$D/t \leqslant 20$，时接近平均值
CEN 234WG3-103（1993 版），[14]	最小值	外径
CSA-Z662-03（2003 版），[15]	最小值	外径
丹麦指南	最小值	内径
DNV-OS-F101（2010 版）	最小值	平均值
NEN 3650（1992 版），[16]	最小值	平均值
NPD（1990 版）	最小值	外径

2.3.2 DNV-OS-F101
DNV-OS-F101

管壁厚度选择的主要要求是必须维持压力容器内的压力不变。由于内外压之间的压差，环向拉伸应力不得超过下述环向拉伸应力标准所给出的许可值：

$$\sigma_{\rm h}=(p_{\rm i}-p_{\rm e})\frac{D-t_1}{2t_1}\leqslant\eta\left(SMYS-f_{\rm y,temp}\right) \tag{2-4}$$

式中：

σ_h 为环向应力；

p_i 为内部压力；

p_e 为外部压力；

D 为管子公称外径；

t_1 为特征管壁厚度，参见表 2.1 定义；运行时等于公称管壁厚度 – 制造公差 – 腐蚀裕量；

$SMYS$ 为规定最小屈服应力；

$f_{y,temp}$ 为与温度相关的折减数值（见图 5.2）[6]。

如标准 DNV–OS–F101[6] 的式（13–5）所示，压力容器的利用系数表示如下：

$$\eta=\frac{2\cdot\alpha_{\rm U}}{\sqrt{3}\cdot\gamma_{\rm m}\cdot\gamma_{\rm sc}\cdot\gamma_{\rm inc}}$$

式中：

σ_h 为材料强度系数；

γ_m 为材料抗力系数；

γ_{sc} 为安全等级系数；

γ_{inc} 为偶然压力与设计压力之比。

2.3.3 ABS 海底管道系统建造与入级规范 ABS Guide for Building and Classing Subsea Pipeline Systems

作为压力容器的要求，需要使用在设计计算中的许用环向应力 σ_h 必须经由下述环向应力标准 [1] 进行确定：

$$\sigma_{\rm h}=\eta_{\rm h}\cdot SMYS\cdot k_{\rm T} \tag{2-5}$$

式中：

η_h 为设计系数（见表 2.2）；

$SMYS$ 为材料规定的最小屈服强度；

k_T 为温度高于 121℃时气体的温度折减系数，参见标准 ASME B31.8 中的表 841.1.8–1。油品的 k_T =1。

表 2.2　管道、平台管系和立管的设计系数

	环向应力	纵向应力	等效应力
油气管道、液态碳氢化合物管系	0.72	0.80	0.90
非生产平台上的立管	0.60	0.80	0.90
生产平台上的气体管系、气体立管	0.50	0.80	0.90

源自于 ASME B31.4 和 B31.8

管子内的环向应力 σ_h 可由下式确定：

$$\sigma_h = \frac{(p_i - p_e)(D - t)}{2t} \tag{2-6}$$

式中：

σ_h 为环向应力；

p_i 为内部或外部设计压力；

p_e 为外部设计压力；

D 为管子公称外径；

t 为最小管壁厚度。

对于壁厚较大的管子，当 D/t 比等于或小于 20 时，可采用更精确的环向应力计算法，例如 BSI BS 8010–3，其结果应力值较小。

2.3.4　美国联邦法规 US Codes of Federal Regulations

美国法规中的设计系数和试验压力

在美国，生产型出油管和立管均由 30 CFR 250[17] 第 J 部分（MMS 内政部）所覆盖，而输出管道和立管则由 49 CFR 192[18]（气）和 49 CFR 195[19]（油）（运输部 DOT）所覆盖。CFR 表示美国联邦规范。

$$\sigma_h = \frac{p_i D_o}{2t} \leqslant \eta SET \quad \text{(49 CFR 195)} \tag{2-7}$$

$$\sigma_h = \frac{\Delta p_i D_o}{2t} \leqslant \eta SET \quad \text{(30 CFR 250, 49 CFR 192)} \tag{2-8}$$

表 2.2 中所定义的设计系数符合此类规范的要求，详见下述说明：

所有的 3 个 CFR 均要求油气管道和油田出油管的环向应力设计系数为 0.72。30 CFR 250 和 49 CFR 195 要求出油管立管和油输出立管的设计系数为 0.60，而 49 CFR 192 则要求气体输出立管的设计系数为 0.50。

无论是 30 CFR 250 还是 49 CFR 195，均要求试验压力为管道和立管的最大许用运行压力的 1.25 倍。49 CFR 192 则要求试验压力为管道的最大许用运行压力的 1.25 倍，而立管为 1.5 倍。

30 CFR 250 提出要求，在压力致使管道内的应力超过管道的规定最小屈服应力（SMYS）的 95% 时，不必进行压力试验。

2.3.5 API-RP-1111

API-RP-1111

最大设计爆破压力

静水试验压力、管道设计压力和偶然超压，包括作用于管道上的内部和外部压力，均不得超过下述公式 [2] 所给定的数值：

$$P_t \leqslant f_d f_e f_t P_b \qquad (2\text{-}9)$$

$$P_d \leqslant 0.80\, P_t \qquad (2\text{-}10)$$

$$P_a \leqslant 0.90\, P_t \qquad (2\text{-}11)$$

式中：

f_d 为内部压力（爆破）设计系数；管道为 0.90，管道立管为 0.75；

f_e 为焊接结合系数，纵向或螺旋焊缝焊接。参见 ASME B31.4 或 ASME B31.8。仅允许接受系数为 1.0 的材料；

f_t 为温度折减系数，如 ASME B31.8 所确定；温度低于 121℃时则为 1.0；

P_a 为偶然超压（内压减去外压）；

P_b 为管子的规定最小爆破压力；

P_d 为管道设计压力；

P_t 为静水试验压力（内压减去外压）。

规定最小爆破压力 P_b 系由下述公式之一确定：

$$P_b = 0.90(SMYS + SMTS)\left(\frac{t}{D-t}\right) \qquad (2\text{-}12)$$

或者

$$P_b = 0.45(SMYS + SMTS)\ln\left(\frac{D}{D_i}\right) \tag{2-13}$$

式中：

D 为管子公称外径；

D_t 为管子公称内径；

$SMYS$ 为材料的规定最小屈服强度；

（酌情参见 API 技术规格 5L、ASME B31.4 或 ASME B31.8）

t 为公称管壁厚度；

$SMTS$ 为管子的规定最小拉伸强度。

备注：D/t>15 时，式（2–12）和式（2–13）适用于爆破压力。D/t 值较低时，建议使用式（2–13）。

若将试验压力代入式（2–9），得到最大设计爆破压力：

$$P_d \leqslant 0.80 f_d f_e f_t P_b$$

若将爆破压力 P_h 代入式（2–12），得到最大设计爆破压力：

$$P_d \leqslant 0.80 f_d f_e f_t 0.90(SMYS + SMTS)\left(\frac{t}{D-t}\right)$$

纵向载荷设计

由于主要的纵向静态载荷的作用，有效张力不得超过下式所给定的数值：

$$T_{eff} \leqslant 0.60 T_y \tag{2-14}$$

式中：

$$T_{eff} = T_\alpha - P_i A_i + P_o A_o$$

$$T_\alpha = \sigma_\alpha A$$

$$T_y = \text{SMYS} \cdot A$$

$$A = A_o - A_i = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)$$

A 为管钢的横截面面积；

A_i 为管子的内横截面面积；

A_o 为管子的外横截面面积；

P_i 为管子的内部压力；

P_o 为外部静水压；

$SMYS$ 为额定最小屈服应力；

T_a 为管子内的轴向张力；

T_{eff} 为管子内的有效张力；

T_y 为管子的屈服张力；

σ_a 为管壁内的轴向应力。

改写式（2–14），得到外部超压的屈服值

$$\sigma_{eff} = \sigma_a + \frac{\Delta P_e \cdot A_o}{A} + P_i \leqslant 0.60SMYS$$

式中：

σ_{eff} 为有效应力；

ΔP_e 外部超压，$\Delta P_e = P_o - P_t$。

2.4　等效应力标准 Equivalent Stress Criterion

基于 Mises 等效应力 σ_{eq} 的等效应力标准可以定义为：

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_l^{\ 2} + \sigma_h^{\ 2} - \sigma_l \sigma_h + 3\tau_c^{\ 2}} \leqslant \eta_e \cdot SMYS \qquad (2\text{–}15)$$

式中，η_e 为利用系数；σ_l 为特征纵向应力；σ_h 为特征环向应力；τ_c 为特征切向剪切应力。在某些标准中采用 Tresca 屈服标准。

ASME B31.8 标准规定安全区和中线区的利用系数为 0.90。但在下述情形中此标准则未作要求，即管道经受着对自身支持的可预测非循环位移（例如，故障移动或差异沉降），或者一旦产生屈服的后果并未有损于管道的结构完整性，管道下垂则导致出现支撑接触。

BS 8010（1993 版）要求管道在承受功能和环境（或偶然）载荷时立管和管道的利用系数分别为 0.72 和 0.96，施工和水压测试时的利用系数为 1.0。*SMYS* 被定义为等效应力公式中温度 *T* 的函数。

特征环向应力如下：

$$\sigma_h = \Delta P_d \frac{D - t_2}{2t_2} \qquad (2\text{–}16)$$

式中：

t_2 为 $t\text{–}t_{corr}$；

ΔP_d 为设计差异超压。

对复合应力标准的不同规范要求是显而易见的，不仅在利用系数方面，而且也在该标准的可应用性方面。这一设计格式可适用于主要的纵向应力，而在受到冲击载荷作用下出现局部应力集中时，却与其无关，这是问题的关键。目前，并无明确的设计标准可应用于针对冲击载荷的设计。

对于深水管道，管壁厚度的设计应当为悬跨段和外部载荷储备充分的弯矩 / 弯曲应变，详见第 4 章。此外，有必要进行止屈设计，旨在阻止发生屈曲传播。

2.5 静水压溃 Hydrostatic Collapse

外部极限压力“p_l”等于管子压溃压力，并根据 BS8010、ABS 和 DNV 进行计算：

$$p_l^3 - p_{el} \cdot p_l^2 - \left(p_p^2 + p_{el} \cdot p_p \cdot f_o \cdot \frac{D}{t} \right) \cdot p_l + p_{el} \cdot p_p^2 = 0 \qquad (2\text{–}17)$$

式中：

$$p_{el} = \frac{2 \cdot E}{\left(1 - v^2\right)} \cdot \left(\frac{t}{D} \right)^3 \qquad (2\text{–}18)$$

$$p_p = \eta_{fab} \cdot SMYS\left(T\right) \cdot \frac{2 \cdot t}{D} \qquad (2\text{–}19)$$

f_0 为初始失圆度，（$D_{max}\text{–}D_{min}$）$/D$；

D 为平均直径；

$SMYS$（T）为环向方向上的规定最小屈服强度；

E 为杨氏模量；

v 为泊松比；

η_{fab} 为制造折减系数。

备注：建造阶段所引起的失圆度必须包括其中，但不包括由于埋设位置处出现外部水压或弯曲而产生的压扁现象。由于安装作业和周期运行载荷而使失圆度增加，可能会加重局部屈曲，必须加以考虑。在此建议采用有限元分析法对失圆

度进行全寿命载荷仿真分析。

压溃公式即式（2–17）通常表述如下：

$$\left(p_c - p_{el}\right)\cdot\left(p_c^2 - p_p^2\right) = p_c \cdot p_{el} \cdot p_p \cdot f_o \cdot \frac{D_o}{t} \tag{2–20}$$

压溃公式可通过下述方式进行解题：

$$p_c = y - \frac{1}{3}b$$

式中：

P_c = 式（2–17）的 P_1

$$b = -p_{el};$$

$$y = -2\sqrt{-u}\cdot\cos\left(\frac{\phi}{3} + \frac{\pi}{3}\right);$$

$$c = -\left(p_p^2 + p_p p_{el} f_o \frac{D_o}{t}\right);$$

$$d = p_{el} p_p^{\ 2};$$

$$u = \frac{1}{3}\left(-\frac{1}{3}b^2 + c\right);$$

$$v = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{27}b^3 - \frac{1}{3}bc + d\right);$$

$$\phi = \arccos\left(\frac{-v}{\sqrt{(-u)^3}}\right);$$

计算失圆度时，要求注意其定义。

对于安装和暂时性情况如管道可能承受过高的外部超压，则必须对以压溃形式出现的横截面不稳定性进行核查。若管子的 D/t 小于 50 且承受着复合弯曲应变和外部压力，则可以采用下述应变标准：

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_b} + \frac{\left(P_e - P_i\right)}{f_c P_c} \leqslant g(\delta) \tag{2–21}$$

式中：

ε 为管子内的弯曲应变；

$\varepsilon_b = \frac{t}{2D}$ 为纯弯曲的屈曲应变；

δ 为椭圆度 $=\dfrac{D_{max}-D_{min}}{D_{max}+D_{min}}$；

$g(\delta)$ 为压溃缩减系数 $=(1+20\delta)^{-1}$；

f_c 为采用符合压力和弯曲载荷的压溃系数，冷扩径管为 0.6，如 DSAW 管，无缝管为 0.7；

p_c 为压溃压力。

$\varepsilon \geqslant f\varepsilon_1$

$\varepsilon \geqslant f\varepsilon_2$

ε_1 和 ε_2 分别为最大的安装弯曲应变和最大的在位弯曲应变。安全系数 f 应由设计师予以确定，并适当考虑到安装弯曲应变或在位弯曲应变可能出现的幅度加大的情形。若对载荷效应的不确定性未有详细说明，则建议安全系数 f 的值为 2.0。当安装弯曲应变由于非基态而可能明显加大时安全系数 f 可大于 2.0，或者当弯曲应变处在定义状态（如卷管）或在位状态时安全系数 f 可小于 2.0。

在安装阶段，假定能够探测到潜在的局部屈曲并予修理，并通过采用止屈器能够阻止屈曲传播，则可以采用较低的安全系数。

2.6 止屈器 Buckle Arrestors

2.6.1 止屈器的壁厚和长度 Wall Thickness and Length for Buckle Arrestors

在安装期间，对触发屈曲传播的局部屈曲风险必须予以高度考虑，而止屈器的设计则是应用于限制屈曲传播产生破损的程度。

用于确定是否需要安装止屈器的公式可如下式[2]：

$$P_o-P_i \geqslant f_p P_{pr} \qquad (2\text{–}22)$$

式中：

P_{pr} 为管道的传播压力，$P_{pr}=24\cdot SMYS\left(\dfrac{t}{D}\right)^{24}$ ；

f_p 为屈曲传播设计系数为 0.80；

$SMYS$ 为额定最小屈服应力；

t 为管壁厚度；

D 为管道外径。

解下式，可得止屈器的可能的壁厚和长度组合。该公式适用于管壁较大的圆柱形止屈器（Sriskandarajah and Mahendran, 1987）[20]。

$$\left(P_x - P_{pr}\right) = \left(P_a - P_{pr}\right)\left[1 - \exp^{\left(-15\frac{t_{BA} l_{BA}}{D_{BA}^2}\right)}\right] \qquad (2\text{–}23)$$

式中：

P_x 为交换压力 $=S_F\, P_h$；　　（2–24）

l_{BA} 为止屈器长度；

S_F 为安全系数 =1.5；

$$P_h=\rho_w g\,(h_{max}+h_t+h_s) \qquad (2\text{–}25)$$

式中：

P_h 为静水压；

ρ_w 为海水密度；

g 为重力加速度；

h_{max} 为当前管道厚度的最大深度；

h_t 为潮幅；

h_s 为风暴潮。

$$p_a = 34SMYS\left(\frac{t_{BA}}{D_{BA}}\right)^{25} \qquad (2\text{–}26)$$

式中：

P_a 为止屈器的传播压力；

t_{BA} 为止屈器的壁厚；

D_{BA} 为止屈器外径 $=D+2t_{BA}$　　（2–27）

设计止屈器时，请参见 Langner[21] 和 Kyriakides[22, 23] 的论文。

2.6.2 止屈器的间距 Buckle Arrestor Spacing

止屈器的间距是对较短间距安装止屈器的费用和较长间隔修理成本增加两者之间进行权衡的结果。下述公式已作为优化止屈器间距的一种方法[24]：

$$C_{BA}=C_{Man}+C_{Matr}-C_{LP} \tag{2-28}$$

式中：

C_{BA} 为每个止屈器的成本；

C_{Man} 为每个止屈器的假定制造成本。

C_{Matr} 为 $=\rho_{\varepsilon}C_{\varepsilon}V_{BA}$；（2-29）

C_{LP} 为插入止屈器而省去管段的成本；

$$C_{LP}=L_{BA}\left\{\frac{\pi}{4}\left[\left(D_i+2t_p\right)^2-D_i^2\right]\right\}\rho_s C_s \tag{2-30}$$

式中：

t_P 为管道厚度；

ρ_s 为钢材密度；

C_s 为钢材成本。

$$V_{BA}=L_{BA}\left\{\frac{\pi}{4}\left[\left(D_i+2t_{BA}\right)^2-D_i^{\ 2}\right]\right\} \tag{2-31}$$

式中：

V_{BA} 为止屈器的钢材用量；

C_P 为待修理管道的成本，假定制造成本已包括在铺管船的每天铺管长度内。

$$C_{P\,Matr}=\rho_s C_s V_p \tag{2-32}$$

$$V_p=\left(S+3h\right)\left\{\frac{\pi}{4}\left[\left(D_i+2t\right)^2-D_i^2\right]\right\} \tag{2-33}$$

式中：

V_P 为待修理管子数量；

S 为止屈器间距；

h 为所考虑铺管部分的最大深度。

$$C_F=30\,(\,C_{LV}+C_{DSV}\,) \tag{2-34}$$

式中：

C_F 为修理的固定成本；

30 为假定的时间天数，自发生屈曲至修理完毕并开始正常铺管作业；

C_{LV} 为铺管船的每天铺管成本（假定）=1.0*10^6[US$]；

C_{DSV} 为潜水支持船的每天铺管成本（假定）=0.5*10^6[US$]。

$$C_{TOTAL} = C_{BA} X + (C_F + C_P) M \quad (2\text{–}35)$$

式中：

C_{TOTAL} 为止屈器和管子修理的总成本；

M 为铺管期间屈曲传播风险的假定概率，可介于 0 和 1 之间。假定 1 适用于首个铺管期的前 50 km，之后假定为 0.05，直至首个铺管季节结束为止。由于立管安装工程较大而出现相对的延误成本，第二个铺管期的概率则假定为 1。

$$X = \frac{L}{S} \quad (2\text{–}36)$$

式中：

X 为所考虑的管段长度内的止屈器数量；

L 为所考虑的管段长度 /m。

2.7 参考文献 References

[1] ABS, Guide for Building and Classing Subsea Pipeline Systems, American Bureau of Shipping, May 2006.

[2] API RP1111, Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines （Limit State design）, 2009.

[3] ASME 31.4, Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids, American Society of Mechanical Engineers, 2006.

[4] ASME B31.8, Gas Transmission and Distribution Piping Systems, American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[5] BSI: BS 8010, Code of Practice for Pipeline - Part 2. Pipeline Subsea, British Standards Institute, 2004.

[6] DNV, Offshore Standard OS-F101, Submarine Pipeline Systems, 2010.

[7] ISO, Petroleum and Natural Gas Industries – Pipeline Transportation Systems, ISO

13623, 2000.

[8] T. Sotberg, and R. Bruschi, Future Pipeline Design Philosophy - Framework, Int. Conf. on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 1992.

[9] R. Verley, et al., Wall Thickness Design for High Pressure Offshore Gas Pipelines, Int. Conf. on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 1994.

[10] G. Jiao, et al, The SUPERB Project: Wall-thickness Design Guideline for Pressure Containment of Offshore Pipelines, Proc. of OMAE'96, 1996.

[11] ASME B31.1, ASME Code for Pressure Piping, （B31.1-2001）, American Society of Mechanical Engineers, 1951.

[12] ASME B31.3, Process Piping, American Society of Mechanical Engineers, 2002.

[13] NPD, Guidelines to Regulations Relating to Pipeline Systems in the Petroleum Activities, 30 April, 1990.

[14] CEN 234WG3-103, Pipelines for Gas Transmission, European Committee for Standardization, 1993.

[15] CSA-Z662-03, Oil and Gas Pipeline Systems, Canadian Standard Association, 2003.

[16] NEN 3650, Requirements for Steel Pipeline Transportation System, 1992.

[17] 30 CFR 250, Oil and Gas and Sulphur Operations in the Outer Continental Shelf, Code of Federal Regulations, 2005.

[18] 49 CFR Part 192, Transportation of Natural And Other Gas By Pipeline: Minimum Federal Safety Standards, Code of Federal Regulations, 2005.

[19] 49 CFR Part 195, Transportation of Hazardous Liquids by Pipeline, Code of Federal Regulations, 2005.

[20] T. Sriskandarajah, and I. K. Mahendran, Parametric Consideration of Design and Installation of Deepwater Pipelines, Brown and Root U.K. Ltd. Presented at 1987 European Seminar Offshore Oil and Gas Pipeline Technology, 1987.

[21] C.G. Langner, Buckle Arrestor for Deepwater Pipelines, OTC 10711, Langner & Associates, 1999.

[22] S. Kyriakides, Buckle Propagation in Pipe-in-pipe Systems, Part I. Experiments, International Journal of Solids and Structures 39, 351–366, 2002.

[23] S. Kyriakides, T. J. Vogler, Buckle Propagation in Pipe-in-pipe Systems, Part II. Analysis, International Journal of Solids and Structures 39, 367–392, 2002.

[24] J P Kenny A/S, Buckling Arrestor Design, Report No. D501-PK-P121-F-CE-003, 1997.

第 3 章　金属管道的屈曲 / 压溃

Buckling/Collapse of Metallic Pipes

3.1 引言 Introduction

目前海底管道和立管的设计主要基于极限状态设计，极限状态设计应考虑到所有可预见的失效情况并针对承载力最低的失效模式进行系统设计。管道必须能够承载安装和运行载荷，此外还需要考虑到一些外部载荷，如由波浪、海流、不平海床、拖网板冲击、拖拉以及因温度变化而导致的膨胀等所产生的载荷。经验表明海底管道上的主要载荷效应是弯曲和纵向力，以及安装过程中的外部静水压和运行过程中的内部压力。弯曲管道会因局部屈曲 / 压溃或断裂而失效，但通常根据局部屈曲 / 压溃极限状态进行设计。许多海底工程和土木工程研究的重点是金属管道的局部屈曲和压溃强度，例如 Murphey & Langner（1985）[1]、Winter 等（1985）[2]、Ellinas（1986）[3]、Winter 等（1988）、Mohareb 等（1994）[4]、Bai 等（1993，1997）[5, 6] 等。

3.1.1 弯矩承载力 Bending Moment Capacity

管道横截面的弯矩与管道曲率成正比，如图 3.1 所示。

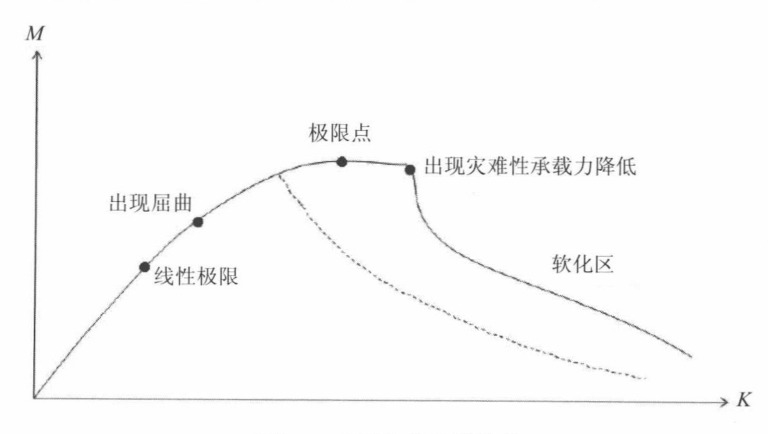


图 3.1 弯矩与曲率的关系

图 3.1 说明 D/t 较低（<60）的直管在恒定压力和纵向力作用下出现曲率不断增加的情况。弯矩与曲率关系图中有几个关键点。当曲率出现 / 增加后，管道首先出现整体变形，因为处于材料的弹性范围内，所以不会永久变形。此处的整体变形指超过管道直径 3~4 倍的变形。当达到管道材料的线性极限后，管道在卸载后无法恢复其初始形状，但仍然属于整体变形。如果曲率继续增加，材料或几何缺陷将导致局部屈曲出现。结构和 / 或材料的缺陷可影响局部屈曲在何处及曲率达到多大时出现，但对于所有实际应用而言，由于缺陷一般较小，所以不会影响极限弯矩承载力。出现局部屈曲后，整体变形继续发展，但其施加的弯曲能越来越多地累积在局部屈曲处，直至达到极限点。在极限点，管道的抗弯能力达到最大，如果曲率进一步增加，就会发生几何压溃。在达到灾难性承载力降低点之前，结构压溃是“缓慢”的，横截面面积的变化可以忽略。在此之后出现材料软化，管道横截面被压溃，直至上下管壁发生接触。若管道受到的纵向力和 / 或压力接近最大承载力，极限点之后会立即发生灾难性承载力降低。此类载荷条件的弯矩曲率关系更接近图 3.1 中的虚线。

弯矩曲率关系为针对弯曲失效的设计提供了必需信息。依据管道的功能，上述任何点都可作为设计极限。如果管道是承载结构的一部分，设计极限当然应该选择弹性极限。但如果管道和立管的整体形状不太重要，由于有效资源都处于弹性 – 塑性范围内，此标准就显得过于保守了。使用基于局部屈曲出现点或极限点处应力 / 应变水平的设计标准可以得到更高的设计强度。对于位移可控的构形，使管道变形发展至软化区也是可以接受的（不是在设计中）。但这样做必须了解高变形状态下的承载力以及精确预测变形的模式和大小。

钢管的极限弯矩是多个参数的函数，主要参数如下：

- 直径壁厚比；
- 材料的应力应变关系；
- 材料缺陷；
- 焊接（纵向和周向）；
- 初始失圆度；
- 腐蚀等导致的壁厚减小；
- 裂纹（管道和 / 或焊接）；
- 涂层等导致的局部应力集中；
- 附加载荷及其大小；
- 温度。

本章所述标准的重点是极限点处的弯矩承载力，如图 3.1 所示。极限弯矩（弯矩承载力）函数的参数包括初始失圆度、纵向力以及内部 / 外部超压（针对纵向和环向为均质或非均质特性的材料）。本章还将介绍通过解析表达式和有限元模型得到的结果，涵盖的直径壁厚比从 10 至 60。列表中的其余参数对于管道设计也非常重要，但主要参数通常就是本章所研究的这些参数。

3.1.2 失效模式 Failure Modes

前一节指出极限弯矩在很大程度上取决于纵向力和压力载荷的大小，对于外部压力较高的情况，还取决于初始失圆度。为说明解析方程的求解方法及更好理解得到的结果，以下对单个载荷及组合载荷作用下管道的极限强度特性予以介绍。图 3.2 为单个载荷作用下管道失效前的横截面变形情况。

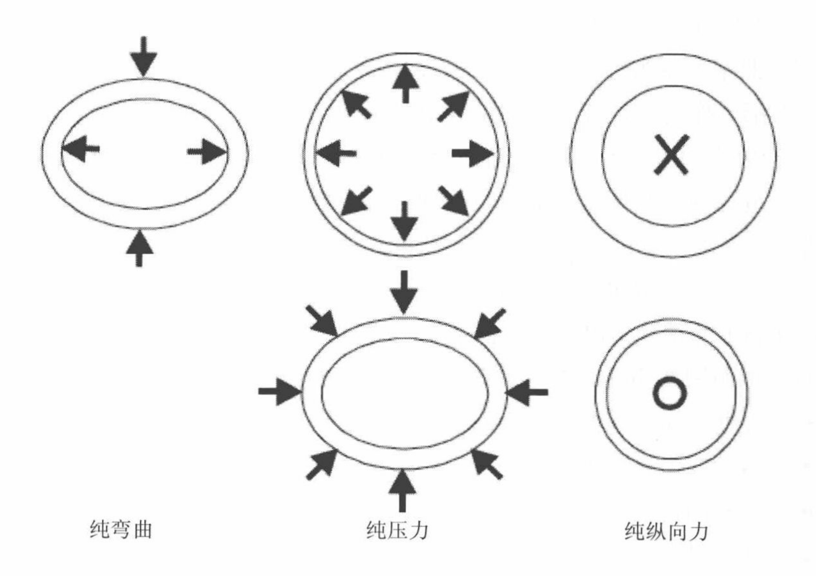


图 3.2　单个载荷作用下管道横截面变形

3.1.2.1 纯弯曲 Pure Bending

随着纯弯曲程度不断增加，管道横截面的椭圆度也不断增加并且应力应变曲

线的斜率减小，最终导致管道失效。椭圆度达到一定程度，惯性力矩的减小可由应变硬化导致的管壁应力增加而得到补偿。当惯性力矩减小到无法通过应变硬化进行补偿时便达到弯矩承载极限，如果进一步弯曲就会发生灾难性横截面压溃。对于 D/t 较小的管道，因为外层纤维的应力超过了极限纵向应力，失效将从管道的拉伸侧开始。对于 D/t 大于 30~35 的管道，其环向强度与拉伸强度相比要低很多，因而失效模式为管道压缩侧发生内凹屈曲。就纯弯曲而言，管道设计通常允许的几何缺陷（不包括腐蚀）不会明显影响弯矩承载力，承载力可计算如下[7]：

$$M_{C(F-0,\ P-0)}=\left(1.05-0.0015\cdot\frac{D}{t}\right)\cdot SMYS\cdot D^2\cdot t \tag{3-1}$$

式中：D 为管道的平均直径；t 为壁厚；$SMYS$ 为额定最小屈服强度。

（1.05–0.0015 · D/t）· $SMYS$ 为失效时的平均纵向横截面应力，是直径壁厚比的函数。

3.1.2.2　外部压力 External Pressure

理论上，无缺陷圆管在外部均匀压力增加时圆度应保持不变。但由于材料和 / 或几何缺陷，管道总会存在较扁平处，随着外部压力增加会导致横截面整体压溃。外部压力导致失圆度发生变化并产生周向弯曲应力，最大应力分别出现在扁平横截面的顶部 / 底部和两侧。D/t 较小的管道会在这些位置发生材料软化，压溃时起到类似铰链的作用。外部压力导致失效时，平均环向应力随 D/t 比的变化而变化。对于 D/t 较小的管道，横截面变形导致失效；而 D/t 较大的管道，弹性屈曲导致失效。弹性屈曲导致失效意味着在横截面上的平均环向应力达到屈服应力之前就发生压溃。对于 D/t 中等的管道，变形和弹性屈曲共同导致失效。

估算外部压溃压力有好几种方法，但本章只介绍 Timoshenko 和 Haagsma 公式[8, 9]。Timoshenko 公式可计算出最外侧纤维屈服时的压力，通常代表压溃压力的下限；而 Haagsma 公式采用全塑性屈服条件，代表压溃压力的上限。管道的压溃压力在很大程度上取决于几何缺陷和初始失圆度，Timoshenko 和 Haagsma 压溃公式都考虑到了初始失圆度。

通过 Timoshenko 公式[8] 可得出导致管道外侧纤维屈服的压力：

$$\left[p_p+\left(1+1.5\cdot\frac{f_0\cdot D}{t}\right)\cdot p_{el}\right]\cdot p_c+p_p\cdot p_{el}=0 \tag{3-2}$$

式中：

p_c 为特征压溃压力；

p_{el} 为 $\frac{2E}{\left(1-v^2\right)}\cdot\left(\frac{t}{D}\right)^3$；

p_p 为塑性屈曲压力，$2\cdot SMYS\cdot\frac{t}{D}$ ；

f_0 为初始失圆度，（D_{max}–D_{min}）/D；

D 为平均直径；

t 为壁厚；

$SMYS$ 为环向额定最小屈服强度；

E 为杨氏模量；

v 为泊松比。

应注意的是根据式（3–2）确定的压力“p_c”要低于管道的实际压溃压力，只有当管道为正圆时二者才相等。因而将式（3–2）计算出的“p_c”作为压力的极限值，结果通常是安全的[8]。

Haagsma 公式能计算出管壁全塑性屈服时的压力，可表达为

$$p_c^3 - p_{el}\cdot p_c^2 - \left(p_p^2 + p_{el}\cdot p_p\cdot f_0\cdot\frac{D}{t}\right)\cdot p_c + p_{el}\cdot p_p^2 = 0 \qquad (3\text{–}3)$$

式（3–3）得出的是压溃压力的理论上限。对于 D/t 较小的管道，Haagsma 公式计算出的压溃压力要比 Timoshenko 公式计算出的值更接近管道的压溃压力[9]。

Timoshenko 和 Haagsma 公式适用于具有初始线性弹性材料特性的管道，弹性屈曲压力可通过传统分析得到。这对于无缝管道或经过退火处理的管道比较合适，但对于采用 UO 或 UOE 法制造的管道，由于存在残余应变和包兴格效应，材料特性在环向存在明显的非线性。可通过式（3–2）中的塑性屈曲压力项引入强度折减系数对此类效应加以考虑。本章将不估算折减系数的大小，但根据 DNV–OS–F101[10]，对于采用 UO 或 UOE法加工制造的管道，其塑性屈曲压力应分别折减 7% 和 15%。

3.1.2.3 内部压力
Internal Pressure

对于纯内部压力，失效模式为横截面爆破。压力导致管道横截面扩大，壁厚减小。壁厚减小可由环向应力增加得到补偿。压力达到一定程度时，材料应变硬化无法再对管壁变薄进行补偿，此时达到最大内部压力。根据 API –RP–1111，爆破压力可计算如下[11]:

$$P_b = 0.09\left(S+U\right)\frac{t}{D-t} \quad (3\text{-}4)$$

式中 0.45（*SMTS*+*SMYS*）为失效时的环向应力。

3.1.2.4 拉伸 Tension

就纯拉伸而言，管壁变薄将导致管道失效，如爆破。当纵向拉伸力增加时，管道横截面将变小，管壁厚度降低。拉伸力增加到一定程度，管道横截面面积将明显减小，此时达到管道材料的最大拉伸应力，拉伸力进一步增加将导致管道失效。最大拉伸力可计算如下：

$$F_l = SMTS \cdot A \quad (3\text{-}5)$$

式中 A 和 *SMTS* 分别为失效时的横截面面积和纵向应力。

3.1.2.5 压缩 Compression

压缩力不断增加可导致管道发生欧拉屈曲。如果压缩力进一步增加，管道最终会因局部屈曲而失效。如果除了纵向，管道在其他方向都得到约束，那么最大压缩力将接近拉伸失效力。

$$F_l = SMTS \cdot A \quad (3\text{-}6)$$

3.1.2.6 组合载荷 Combined Loads

对于单个载荷作用下的管道，其失效主要由纵向应力或环向应力导致，如上文所述。对于压力、纵向力和弯曲都存在的情况，失效时的应力水平由纵向应力和环向应力之间的相互作用决定。根据 DNV（1995）入级附录中关于板材的屈曲强度分析，这种相互作用可忽略径向应力分量和剪切应力分量[12]，如下式所述：

$$\frac{\sigma_l^2}{\sigma_{ll}^2} - 2\alpha\frac{\sigma_l\sigma_h}{\sigma_{ll}\sigma_{hl}} + \frac{\sigma_h^2}{\sigma_{hl}^2} = 1 \quad (3\text{-}7)$$

式中：

σ_l 为施加的纵向应力；

σ_h 为施加的环向应力；

σ_{ll}，σ_{hl} 为相应方向上的极限应力。

根据施加的是压缩载荷还是拉伸载荷，极限应力是不同的。α 为修正系数，基于纵向和环向极限应力之比。通过式（3–3）、式（3–4）、式（3–7）及有限元分析，外部和内部超压的修正系数可分别计算如下：

$$\alpha = 0.25\frac{p_c}{F_1} \tag{3–8}$$

$$\alpha = 0.25\frac{p_b}{F_1} \tag{3–9}$$

对于同时受到压力和纵向力作用的管道，可用式（3–7）计算其承载力。Von Mises、Tresca、Hill 和 Tsai–Hill 屈服条件可替代式（3–7）[13]。Corona 和 Kyriakides 等已经进行了试验[14, 15–17]。在同时受到压力和纵向力作用的情况下，管道的失效模式与单个载荷作用下的失效模式非常类似。

一般而言，管道横截面纵向力和弯曲之间的极限强度相互作用可通过全塑性相互作用曲线来表达。但如果 D/t 大于 35，压缩侧可能出现局部屈曲，导致在全塑性相互作用曲线略内位置发生失效[18]。当以拉伸为主时，由于存在拉伸和应变硬化效应，管道的承载力将大于全塑性状态下的承载力。基于有限元分析结果，弯曲的最大压缩力或拉伸力可计算如下：

$$F_1 = 0.5 \cdot (SMTS+SMTS) \cdot A \tag{3–10}$$

式中 $0.5 \times (SMTS+SMTS)$ 为失效时的纵向应力。

如图 3.2 所示，压力和弯曲都可导致横截面失效。弯曲会使椭圆度增加并最终导致压溃，对于外部超压和内部超压，管道的失效模式是不同的。当弯曲和外部超压同时存在时，两种载荷都将导致椭圆度增加并使承载力迅速降低。对于弯曲和内部超压同时存在的情况，两种失效模式相互影响并使管道得到“强化”。如果内部超压较高，因为外层纤维的应力超过了材料的极限拉伸应力，压溃必定从管道的拉伸侧开始。在管道的压缩侧，高内部压力将导致外凸屈曲，使管道的局部直径增加，从而提高管道的惯性力矩和弯矩承载力。与外部超压相比，管道的弯矩承载力在内部超压情况下更大。

3.1.2.7 其他失效模式 Additional Failure Modes

除上述失效模式外，对于介绍的所有载荷条件，断裂也是一种可能的失效模式。特别是拉伸、高内部压力和弯曲都存在的情况，由于达到极限弯矩时的应力水平较高，检查是否会出现断裂非常重要。本章不涉及断裂标准，但应在设计时予以说明。

3.2　极限弯矩的解析方法

Analytical Solution of Limit Moment

下节将对组合载荷作用下的管道极限力矩进行推导。为了将弯矩极限状态公式的复杂度限制在合理水平，需进行以下假设：

- 管道无几何缺陷，初始失圆度除外；
- 采用弹性无缺陷的塑性材料；
- 整个横截面达到极限应力；
- 达到极限应力之前横截面形状无变化；
- 极限应力面可根据式（3–7）予以说明。

3.2.1　极限应力面

Limit Stress Surface

弯矩极限状态下的管壁应力状态可视为材料受到两轴载荷的作用。假定管壁极限应力面可根据式（3–11）予以说明。极限应力面为纵向应力“σ_l”、环向应力“σ_h”以及相应方向上的极限应力“σ_{ll}”和“σ_{hl}”的函数，忽略径向应力分量和剪切应力分量。

$$\frac{\sigma_l^2}{\sigma_{ll}^2}-2\alpha\frac{\sigma_l\sigma_h}{\sigma_{ll}\sigma_{hl}}+\frac{\sigma_h^2}{\sigma_{hl}^2}=1 \tag{3-11}$$

式中 α 为基于 σ_{ll}/σ_{hl} 比的修正系数。对纵向应力“σ_l”求解二次方程得到

$$\sigma_l=\alpha\sigma_{ll}\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}\pm\sigma_{ll}\sqrt{1-\left(1-\alpha^2\right)\left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}\right)^2} \tag{3-12}$$

然后将 σ_{comp} 定义为管壁的极限纵向压缩应力，因而与上面确定的 σ_l 相同，平方根前为负号。而极限拉伸应力 σ_{tens} 则与 σ_l 相同，平方根前为正号。

$$\sigma_{comp}=\alpha\sigma_{ll}\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}-\sigma_{ll}\sqrt{1-\left(1-\alpha^2\right)\left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}\right)^2} \tag{3-13}$$

$$\sigma_{\text{tens}} = \alpha\sigma_{\text{ll}}\frac{\sigma_{\text{h}}}{\sigma_{\text{hl}}} + \sigma_{\text{ll}}\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\frac{\sigma_{\text{h}}}{\sigma_{\text{hl}}}\right)^{2}} \tag{3-14}$$

3.2.2 弯矩 Bending Moment

如果管道具有弹性无缺陷塑性材料的特性，假定整个横截面都达到极限应力，则其弯矩承载力可计算如下：

$$M_{c}(\sigma_{\text{l}},\ \sigma_{\text{h}}) = A_{\text{comp}}\,\bar{y}_{\text{comp}}\sigma_{\text{comp}} + A_{\text{tens}}\,\bar{y}_{\text{tens}}\sigma_{\text{tens}} \tag{3-15}$$

式中 A_{comp} 和 A_{tens} 分别为处于压缩和拉伸状态下的横截面面积，$\bar{y}$为其质量中心与管道中心和应力面的距离，如图 3.3 所示。

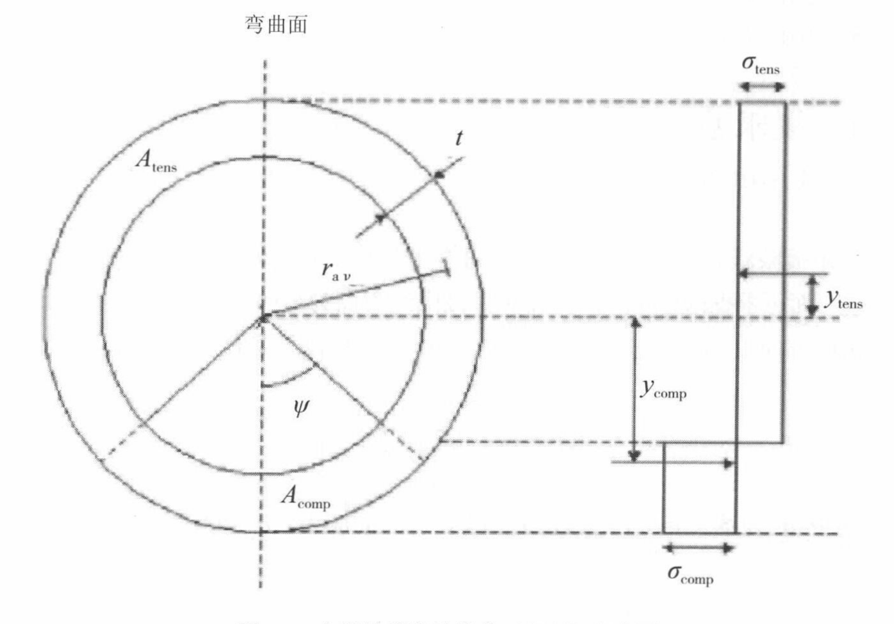


图 3.3　全塑性管道的横截面和理想应力图

几何无缺陷圆管的压缩和拉伸面积可近似计算如下：

$$A_{\text{comp}}=2\psi rt \tag{3-16}$$

$$A_{\text{tens}}=2(\pi-\psi)rt \tag{3-17}$$

质量中心与管道横截面中心的距离为：

$$\bar{y}_{comp} = r\frac{\sin(\psi)}{\psi} \quad (3\text{-}18)$$

$$\bar{y}_{tens} = r\frac{\sin(\psi)}{\pi - \psi} \quad (3\text{-}19)$$

式中 r 为管壁的平均半径，ψ 为弯曲面与塑性中和轴的夹角。塑性中和轴为管壁纵向应力从拉伸变为压缩时的轴。

将式（3–16）至式（3–19）代入式（3–15）得到弯矩承载力：

$$M_C(\sigma_\iota, \sigma_h) = -2tr^2\sin(\psi)\sigma_{comp} + 2tr^2\sin(\psi)\sigma_{tens} \quad (3\text{-}20)$$

3.2.3 全塑性中和轴的位置 Location of Fully Plastic Neutral Axis

要计算全塑性中和轴与弯曲面的夹角，首先必须得到正确的管壁纵向力，可近似计算如下：

$$F = A_{comp}\sigma_{comp} + A_{tens}\sigma_{tens} \quad (3\text{-}21)$$

式中压缩面积 A_{comp} 可计算为：

$$A_{comp} = 2\psi rt \quad (3\text{-}22)$$

拉伸面积 A_{tens} 为：

$$A_{tens} = 2(\pi - \psi)rt \quad (3\text{-}23)$$

得出：

$$F = 2rt(\psi\sigma_{comp} + (\pi - \psi)\sigma_{tens}) \quad (3\text{-}24)$$

对 ψ 求解式（3–24）得到：

$$\psi = \frac{F - 2\pi rt\sigma_{tens}}{2rt(\sigma_{comp} - \sigma_{tens})} \quad (3\text{-}25)$$

或

$$\psi = \frac{\pi(\sigma_l - \sigma_{tens})}{\sigma_{comp} - \sigma_{tens}}, \ F = 2\pi rt\sigma_l \quad (3\text{-}26)$$

3.2.4 弯矩承载力 Moment Capacity

将塑性中和轴的表达式（3–26）代入弯矩承载力公式（3–20）得到：

$$M_{C(\sigma_l,\sigma_h)} = -2tr^2\sin\left[\frac{\pi(\sigma_l-\sigma_{tens})}{\sigma_{comp}-\sigma_{tens}}\right]\sigma_{comp} + 2tr^2\sin\left[\frac{\pi(\sigma_l-\sigma_{tens})}{\sigma_{comp}-\sigma_{tens}}\right]\sigma_{tens} \quad (3\text{–}27)$$

将拉伸和压缩应力的表达式（3–13）和式（3–14）代入式（3–27）得到弯矩承载力的最终表达式：

$$M_{C(\sigma_l,\sigma_h)} = 4tr^2\sigma_{ll}\sqrt{1-(1-\alpha^2)\left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}\right)^2}\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\frac{\sigma_l}{\sigma_{ll}}-\alpha\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}}{\sqrt{1-(1-\alpha^2)\left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}}\right)^2}}\right) \quad (3\text{–}28)$$

或者在设计方案中更有用的表达式：

$$M_{C(F,P)} = M_p\sqrt{1-(1-\alpha^2)\left(\frac{p}{p_l}\right)^2}\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\frac{F}{F_l}-\alpha\frac{p}{p_l}}{\sqrt{1-(1-\alpha^2)\left(\frac{p}{p_l}\right)^2}}\right) \quad (3\text{–}29)$$

式中：

M_C 为弯矩承载力；

M_p 为塑性力矩；

p 为作用于管道的压力；

p_l 为极限压力；

F 为实际作用于管道的纵向力；

F_l 为极限纵向力。

3.2.5 弯矩承载力计算公式的适用范围 Applicable Range for Moment Capacity Equation

为避免求解式（3–29）时得到复数解，平方根内的表达式必须为正，得出压力值的理论范围为

$$-\frac{1}{\sqrt{1-\alpha^2}} \leqslant \frac{p}{p_l} \leqslant \frac{1}{\sqrt{1-\alpha^2}} \quad (3\text{–}30)$$

式中极限载荷 p_l 取决于载荷条件，α 则取决于极限力和极限压力之比。由于

壁厚设计基于管道的运行压力，此压力范围在设计中不会出现问题。因为存在物理限制，弯曲面与塑性中和轴的夹角必须在 0 至 180 度之间，所以公式对于以下纵向力有效：

$$\alpha\frac{p}{p_1}-\sqrt{1-\left(1-\alpha^2\right)\left(\frac{p}{p_1}\right)^2}\leqslant\frac{F}{F_1}\leqslant\alpha\frac{p}{p_1}+\sqrt{1-\left(1-\alpha^2\right)\left(\frac{p}{p_1}\right)^2}\qquad(3\text{-}31)$$

式中极限载荷 F_1 和 p_1 取决于载荷条件，α 则取决于极限力 F_1 和极限压力 p_1 之比。对于管道设计而言，此压力范围通常不会出现问题，但如果存在断裂问题，可能就需要将范围减小。

3.3 有限元分析 Finite Element Analysis

3.3.1 引言 Introduction

为获取屈曲 / 压溃变形的可靠有限元（FE）预测，必须对以下因素予以考虑：

- 正确说明管道材料成分；
- 正确说明边界条件；
- 正确的加载顺序；
- 能够说明较大的变形、转动及有限应变；
- 能够对所有相关失效模式进行建模 / 说明。

有限元模型中的材料定义非常重要，因为模型会变形至弹性 - 塑性范围，例如在后屈曲阶段，应变水平通常在 10% 和 20% 之间。FEA 常常使用 Ramberg-Osgood 应力应变关系，需要用到应力应变曲线上的两个点及材料的杨氏模量。可使用曲线上的任意两点，但通常使用应变为 0.5% 时的额定最小屈服强度（*SMYS*）和应变约为 20% 时的额定最小拉伸强度（*SMTS*）。材料屈服极限额定为 *SMYS* 的 80% 左右。使用 *SMYS* 和 *SMTS* 而不是通过特定试验获取的应力应变曲线的好

处是可以考虑到材料应力应变关系中的统计不确定性。因而可以确信 FEA 所用的应力应变曲线通常要比特定试验获取的曲线更为保守。

为减少计算时间，根据对称性可将有限元模型缩小为管道截面的四分之一。模型长度为管道直径的两倍，一般足以获取所有屈曲 / 压溃失效模式。模型使用通用壳单元，考虑到了有限膜应变并允许改变壳的厚度，适用于大应变分析。在单元的定义中，横向剪切变形可以发生，当壳的厚度增加时使用厚壳理论，而当壳的厚度减小时则使用离散 Kirchoff 薄壳理论。

使用有限元模型进行屈曲 / 压溃分析的进一步讨论和验证可参见 Bai 等[5]、Mohareb 等[4]、Bruschi 等[19] 和 Hauch & Bai[20]。

3.3.2 解析法与有限元分析的比较 Analytical Solution vs. Finite Element Analysis

下文将对前一节所述公式及通过 FEA 得到的结果进行比较。首先比较 FE 结果和单个载荷作用下管道的承载力公式，D/t 比为 10 ~ 60。然后将 FE 结果与纵向力、压力和弯曲共同作用下的弯矩承载力公式进行比较。

3.3.2.1 单个载荷作用下的承载力 Strength Capacity under Single Load

作为对 FE 模型的验证，通过 FEA 得到的单个载荷作用下的承载力将与本章前一节所述经过验证的解析表达式进行比较，并针对较大范围的 *D/t* 比进行承载力比较，以说明 FE 模型独立于 *D/t* 比获取正确失效模式的能力。所有分析的平均直径为 0.5088[m]、*SMYS* = 450 [MPa] 及 *SMYS* = 530 [MPa]。

图 3.4 对通过 FEA 获取的弯矩承载力与弯矩承载力公式（3–1）进行比较。图 3.5 比较 FE 结果与极限拉伸纵向力公式（3–7）。图 3.6 比较 FE 结果与压溃压力公式（3–2）、公式（3–5）。图 3.7 则对 FE 结果与爆破压力公式（3–6）进行比较。图 3.7 中 FE 结果与解析结果非常一致，因而有理由认为 FE 模型对于组合载荷也能提供可靠的预测。

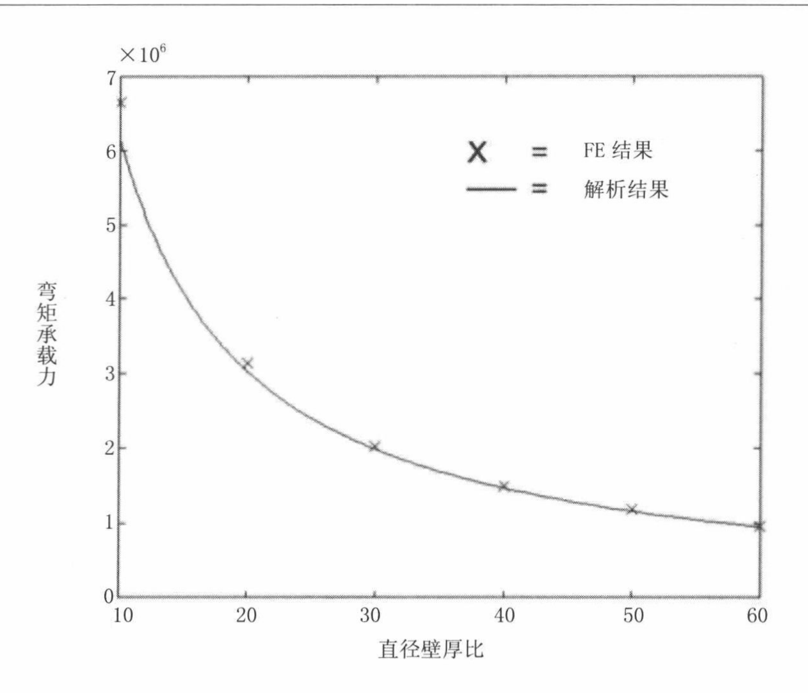


图 3.4　纯弯曲作用下作为 *D/t* 函数的管道弯矩承载力

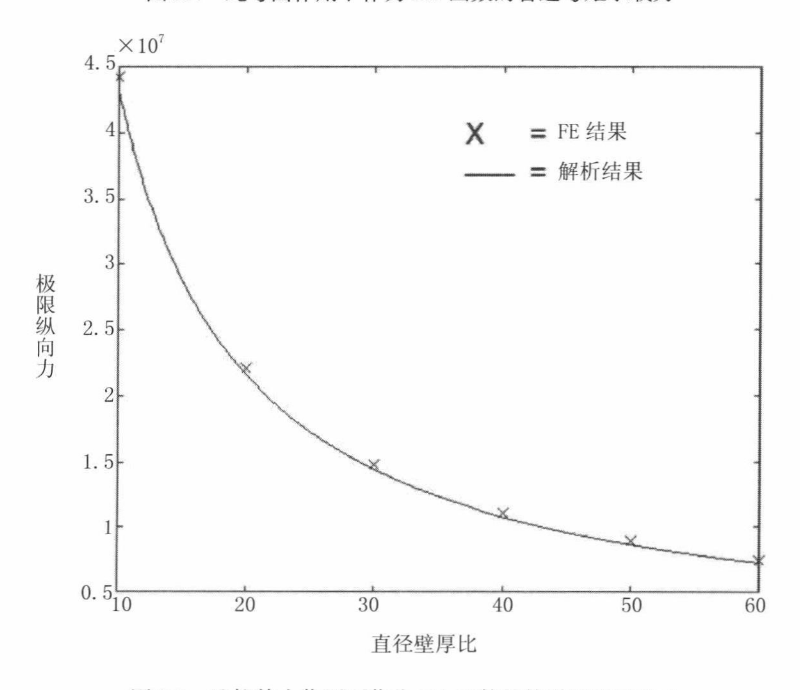


图 3.5　纯拉伸力作用下作为 *D/t* 函数的管道极限纵向力

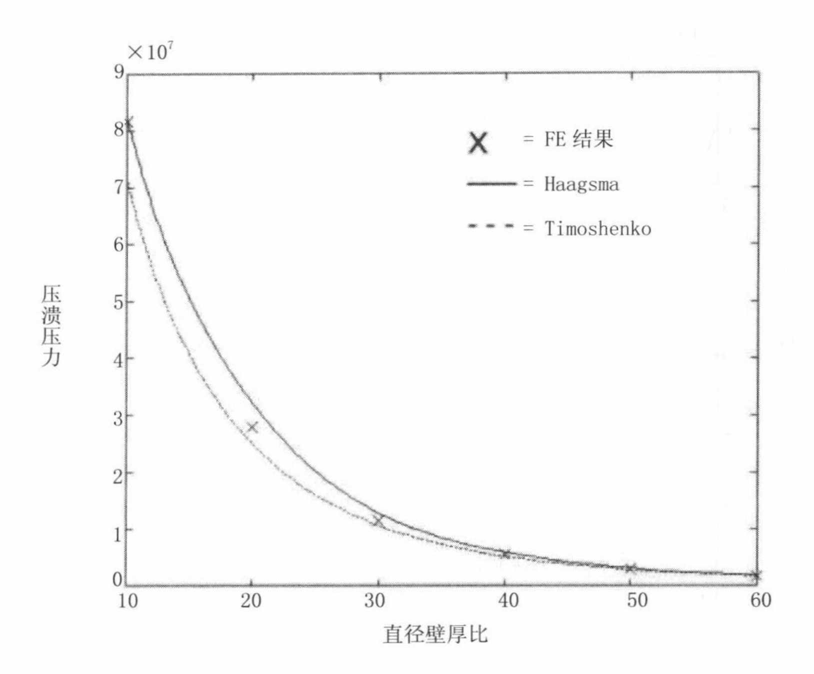


图 3.6　纯纵向力作用下作为 *D/t* 函数的管道极限纵向力

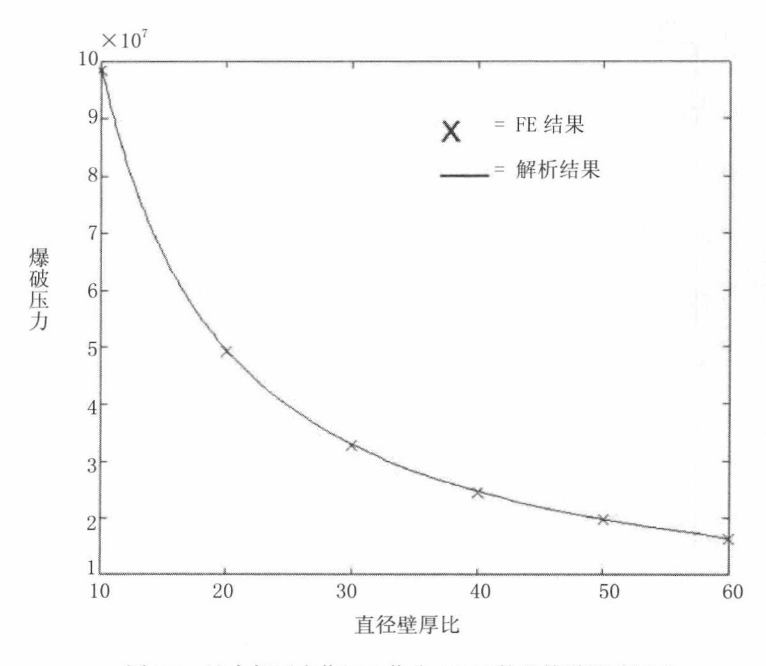


图 3.7　纯内部压力作用下作为 *D/t* 函数的管道爆破压力

3.3.3 组合载荷的承载力 Strength Capacity for Combined Loads

图 3.8 至图 3.13 所示结果使用了下表中的管道尺寸：

参数	值	单位
D/t	35	[−]
f_0	1.5%	[−]
SMYS	450	MPa
SMTS	530	MPa
α	外部超压为 1/5　内部超压为 2/3	[−]

如图 3.8 和图 3.9 所示的弯矩承载力面通过式（3–29）得出。图 3.8 中的弯矩承载力面为外部压力和压缩纵向力的函数，图 3.9 为函数的顶视图。图 3.4 至图 3.7 证明对于单个载荷，在较大 D/t 范围内失效面都能与 FE 分析非常一致。图 3.9 证明对于组合载荷，式（3–29）也能与 FEA 保持一致。对于纵向力和压力的不同定值，图中通过黑线对失效面进行切割。切割线及相应的 FE 结果如图 3.10 至图 3.13 所示。

图 3.10 将弯矩承载力作为压力的函数进行绘制。外部超压的极限压力通过 Haagsma 压溃公式（3–3）得出，内部超压的极限压力则通过爆破压力公式（3–4）得出。非加压管道的弯矩承载力由式（3–1）得出。图 3.11 将弯矩承载力作为纵向力的函数进行绘制。压缩和拉伸的极限力通过式（3–10）得出。对于特定水深，外部压力几乎保持恒定，而轴向力可能会发生变化。图 3.12 将弯矩承载力作为纵向力的函数进行绘制，外部过压等于 Haagsma 压溃公式（3–3）计算出的压溃压力乘以 0.8。图 3.13 同样将弯矩承载力作为纵向力的函数进行绘制，但内部过压等于式（3–2）计算出的塑性屈曲压力乘以 0.9。

根据图 3.10 至图 3.13 所示的结果，可以得出结论：对于所有纵向力和压力，解析法推导出的结果与 FE 结果都可以保持一致。但当外部压力非常接近压溃压力时，公式有些不够保守。这与先前关于 Timoshenko 和 Haagsma 压溃公式的讨论[8, 9]是一致的。

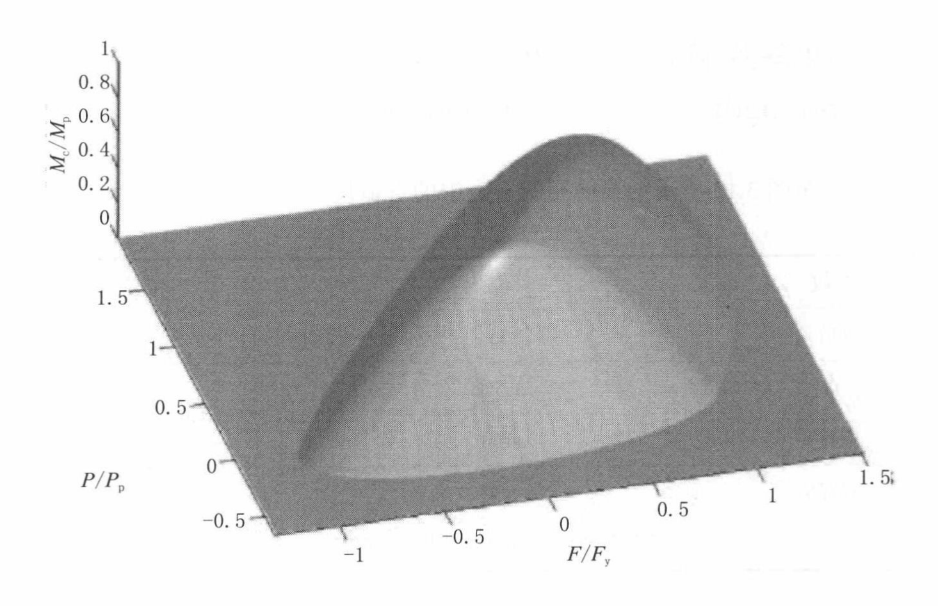


图 3.8　作为压力和纵向力函数的极限弯矩面

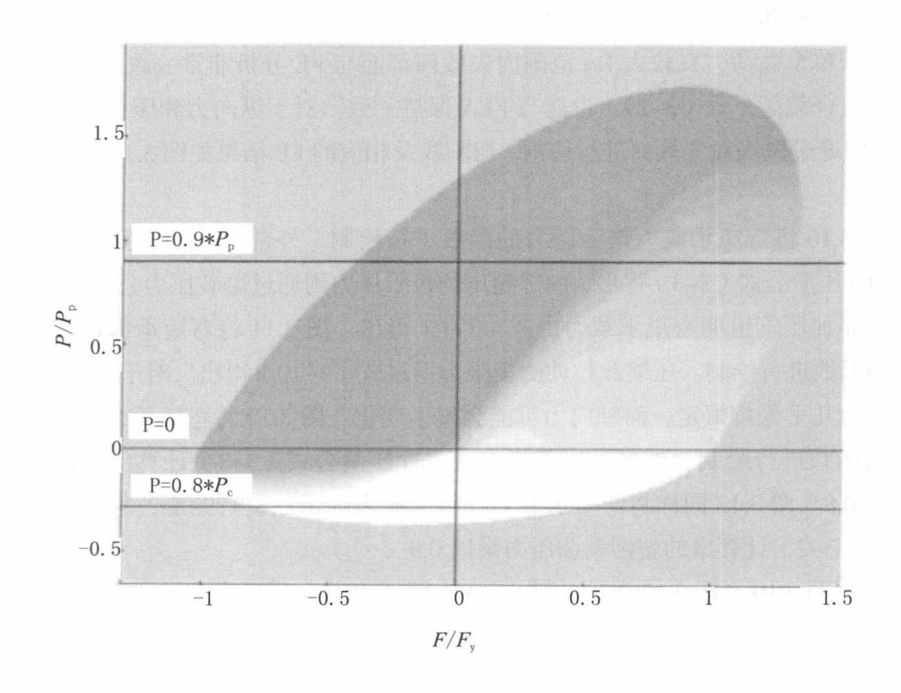


图 3.9　作为压力和纵向力函数的极限弯矩面

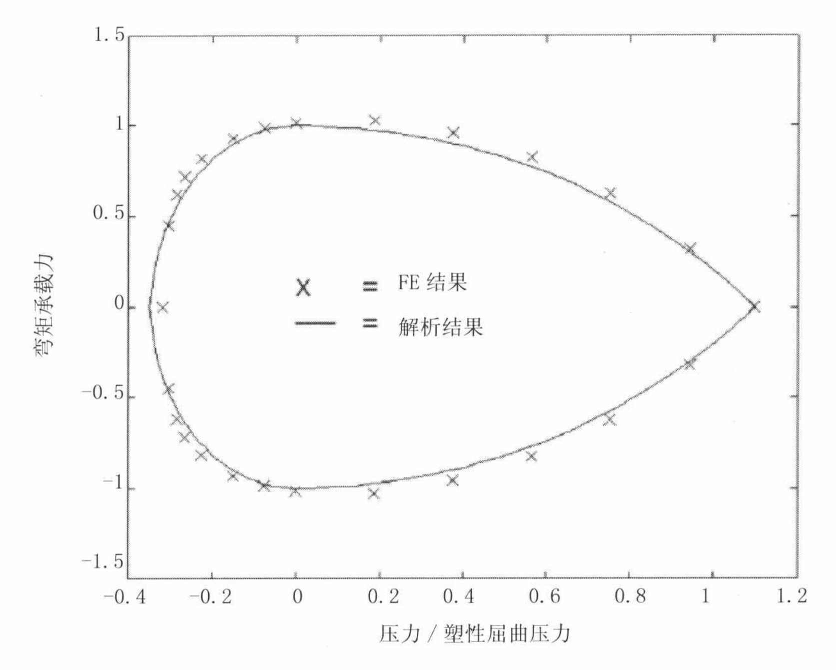


图 3.10　作为压力函数的归一化弯矩承载力

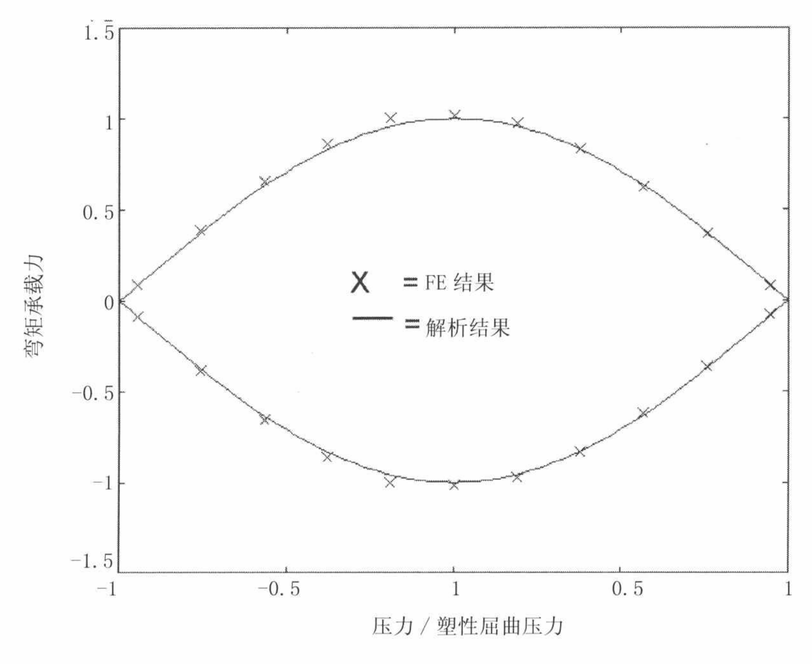


图 3.11　作为纵向力函数的归一化弯矩承载力压力为零

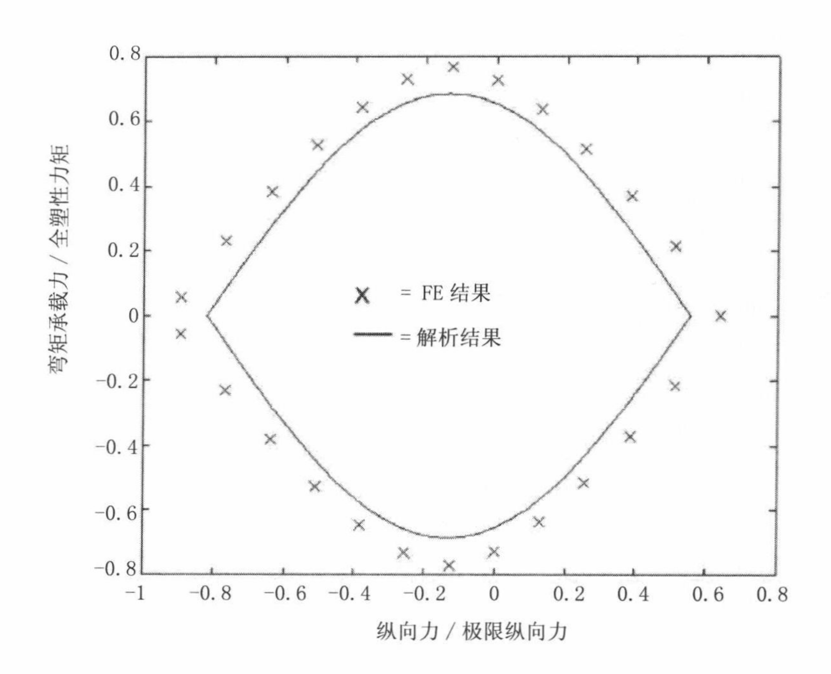


图 3.12　作为纵向力函数的归一化弯矩承载力

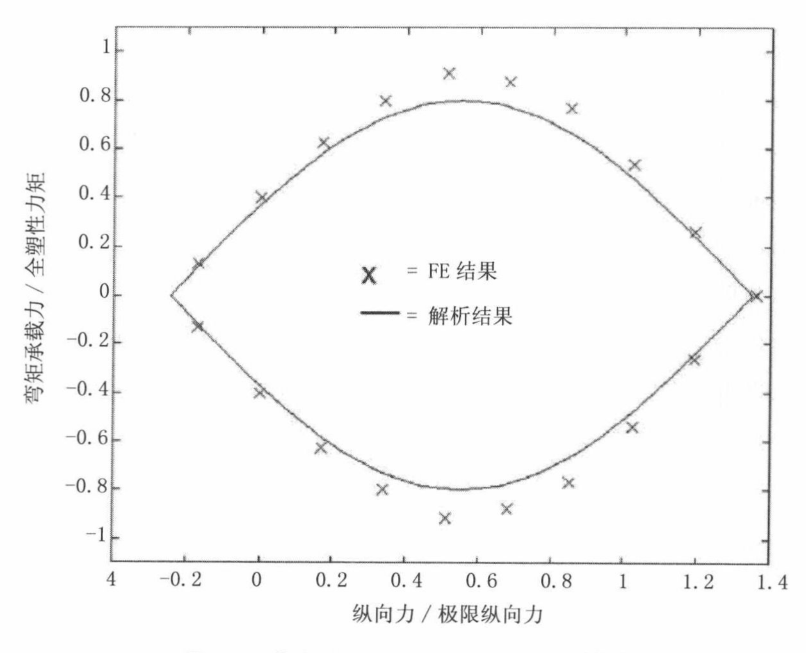


图 3.13　作为纵向力函数的归一化弯矩承载力

3.3.4 利用系数和安全系数 Usage and Safety Factors

局部屈曲核查可分为对载荷可控状态（弯矩所致）的核查和位移可控状态（应变水平所致）的核查。当屈曲核查计算不用使用 / 安全系数时，两种核查应得到相同的抗弯承载力。管道设计中通过利用 / 安全系数来说明建模和输入的不确定性。对于载荷和位移可控状态，引入利用系数后抗弯承载力的减小量是不同的。根据管道力矩与应变的关系，对于特定的目标安全水平，使用基于应变的标准可达到的容许强度要比使用基于力矩的标准更高。本章只介绍容许弯矩标准，此标准同时适用于载荷和位移可控状态，但如上文所述，对于位移可控状态可能过于保守。

本章所述的利用系数法通过缩小失效面实现，如图 3.8 和图 3.9 所示。失效面被调整为代表与特定目标安全水平相关的最大容许弯矩，而不是弯矩承载力。通过式（3-29）得出的失效面形状由四个参数决定：塑性力矩 M_p，极限纵向力 F_l，极限压力 P_l 和修正系数（形状参数）α。为了缩小失效面，需将利用系数分别用于塑性力矩、极限纵向力和极限压力。利用系数是建模、几何和材料不确定性的函数，可因三个承载力参数而发生变化。变化通常较小，出于简化目的，可将最保守的利用系数用于所有承载载荷。修正系数 α 是极限纵向力和极限压力的函数，利用系数不可用于此参数。建模不确定性与公式的使用关系密切。SUPERB（1996）项目将力矩标准的使用分成四种不同情况：①管道位于不平海床上；②压力测试状态；③连续刚性支撑管；④所有其他情况。为了说明建模不确定性的变化，可将条件载荷系数 γ_C 应用于塑性力矩和极限纵向力。压力是内部压力和水深的函数，其模型不确定性是不同的，条件载荷系数接近 1，可以忽略。基于以上讨论，最大容许弯矩可表达为[7]：

$$M_{\text{Allowable}(F,P)}=\frac{\eta_{\text{RM}}}{\gamma_{\text{C}}}M_{\text{p}}\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\frac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}\right)^{2}}\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\dfrac{\gamma_{\text{C}}F}{\eta_{\text{RF}}F_{\text{l}}}-\alpha\dfrac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}}{\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\dfrac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}\right)^{2}}}\right) \tag{3-32}$$

式中：

$M_{\text{Allowable}}$ 为容许弯矩；

γ_C 为条件载荷系数；

η_R 为强度利用系数。

对于所有载荷组合，式（3-32）所用的使用 / 安全系数法可确保安全水平保持一致。

3.4 抗弯强度计算指南 Guideline for Bending Strength Calculations

3.4.1 引言 Introduction

下述抗弯强度计算指南所用的条件载荷系数与 SUPERB（1996）报告中的结果一致，DNV（1996）和 DNV-OS-F101 随后将其应用于水下管道系统。强度利用系数 η_{RM}、η_{RF} 和 η_{RP} 则在对已有规范和作者的工程经验进行比较的基础上得出。

3.4.2 抗弯强度计算 Bending Strength Calculation

3.4.2.1 局部屈曲 Local Buckling

同时承载压力、纵向力和弯曲的管道可能会出现局部屈曲，失效模式为横截面屈服或管道压缩侧发生屈曲。本指南所述标准可用于计算特定条件下的最大容许弯矩。应注意的是本指南计算出的最大容许弯矩未考虑断裂，而断裂标准将降低管道的抗弯承载力，特别是对于高拉伸 / 高压载荷条件。

3.4.2.2 载荷与位移可控状态 Load vs. Displacement Controlled Situations

局部屈曲核查可分为对载荷可控状态（弯矩所致）的核查和位移可控状态（应变水平所致）的核查。根据管道所承载的弯矩与最大应变的关系，对于特定的目标安全水平，使用基于应变的标准可达到的容许强度要比使用基于弯矩的标准更高。因为这个原因，弯矩标准同时适用于载荷和位移可控状态。本指南将只介绍弯矩标准。

3.4.2.3 局部屈曲和累积失圆度 Local Buckling and Accumulated Out-of-Roundness

在安装和周期性运行载荷作用下失圆度会逐渐增加，可能使局部屈曲更为严重，因而必须予以考虑。对于管道整个生命周期内一直存在的载荷所导致的失圆度，建议采用有限元分析进行模拟。

3.4.2.4 最大容许弯矩 Maximum Allowable Bending Moment

载荷可控状态下局部屈曲的容许弯矩可计算为

$$M_{\text{Allowable}(F,P)}=\frac{\eta_{\text{RM}}}{\gamma_{\text{C}}}M_{\text{p}}\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\frac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}\right)^{2}}\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\frac{\gamma_{\text{C}}F}{\eta_{\text{RF}}F_{\text{l}}}-\alpha\frac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}}{\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\frac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}\right)^{2}}}\right) \tag{3-33}$$

式中：

$M_{\text{Allowable}}$ 为容许弯矩；

M_{p} 为塑性力矩；

p_{l} 为极限压力；

p 为作用于管道的压力；

F_{l} 为极限纵向力；

F 为作用于管道的纵向力；

α 为修正系数；

γ_{C} 为条件载荷系数；

η_{R} 为强度利用系数。

3.4.2.5 修正系数 Correction Factor

$\alpha = 0.25\dfrac{p_c}{F_I}$ 为外部超压；

$\alpha = 0.25\dfrac{p_b}{F_I}$ 为内部超压。

如果可能，应通过有限元分析对修正系数进行验证。

3.4.2.6 塑性（极限）力矩 Plastic （Limit） Moment

极限力矩可计算为

$$M_{C(F=0,P=0)} = \left(1.05 - 0.0015 \cdot \frac{D}{t}\right) \cdot SMYS \cdot D^2 \cdot t \tag{3-34}$$

式中：

S_{MYS} 为纵向额定最小屈服强度；

D 为平均直径；

t 为壁厚。

3.4.2.7 压缩和拉伸的极限纵向力 Limit Longitudinal Force for Compression and Tension

极限纵向力可估算为：

$$F_l=0.5 \cdot (SMYS+SMTS) \cdot A \tag{3-35}$$

式中：

A 为横截面面积，可计算为 $\pi \times D \times t$；

$SMYS$ 为纵向额定最小屈服强度；

$SMYS$ 为纵向额定最小拉伸强度；

3.4.2.8 外部超压条件下的极限压力 Limit Pressure for External Overpressure Condition

极限外部压力 p_l 可根据下式进行计算：

$$p_l^3 - p_{el}p_l^2 - \left(p_p^2 + p_{el}p_p f_0 \frac{D}{t}\right)p_l + p_{el}p_p^2 = 0 \tag{3-36}$$

式中：

p_{el} 为 $\frac{2E}{(1-v^2)}\cdot\left(\frac{t}{D}\right)^3$；

p_p 为 $\eta_{fab}SMYS\frac{2t}{D}$，对于 U_0 管道 η_{fab} 为 0.93，UOE 管道为 0.85，无缝管道或经过退火处理的管道为 1；

f_0 为（Dmax–Dmin）/D，应包括建造阶段产生的初始失圆度，但不包括外部水压导致的压扁或铺设位置处产生的弯曲；

SMYS 为环向额定最小屈服强度；

E 为杨氏模量；

v 为泊松比。

3.4.2.9　内部超压条件下的极限压力 Limit Pressure for Internal Overpressure Condition

极限压力与爆破压力相同，可计算为

$$p_l = 0.5(SMTS + SMYS)\frac{2t}{D} \tag{3-37}$$

式中：

SMYS 为环向额定最小屈服强度；

SMTS 为环向额定最小拉伸强度。

3.4.2.10　载荷和利用系数 Load and Usage Factors

表 3.1 列出了载荷系数 γ_C 和利用系数 η_R。

载荷条件系数可以结合起来考虑，例如不平海床上的管道进行压力测试时的载荷条件系数为 $1.07 \times 0.93 = 1.0$。

表 3.1 载荷和利用系数

安全系数 \ 安全等级		低	中	高
γ_C	不平海床	1.07	1.07	1.07
	系统压力测试	0.93	0.93	0.93
	连续刚性支撑	0.82	0.82	0.82
	其他情况	1.00	1.00	1.00
η_{RP}	压力	0.95	0.93	0.90
η_{RF}	纵向力	0.90	0.85	0.80
η_{RM}	力矩	0.80	0.73	0.65

3.4.3 小结 Summary

已有规范中的弯矩承载力公式在有些载荷条件下过于保守，而在其他载荷条件下则不保守。本章介绍了一些精确而简单的新设计公式。推导出的解析公式基于失效模式的机制，并与有限元分析的结果进行了大量比较。与已有规范相比，本章通过使用安全系数对分析进行了简化，且目标安全水平与 DNV [10]、ISO [11] 和 API [21] 相同。对于所有载荷组合，使用安全系数法可确保目标安全水平保持一致。

3.5 参考文献 References

[1] C.E. Murphey and C.G. Langner, "Ultimate Pipe Strength Under Bending, Collapse and Fatigue", OMAE' 85, 1985.

[2] P.E. Winter, J.W.B. Stark and J. Witteveen, Collapse Behaviour of Submarine Pipelines, Chapter 7 of Shell Structures Stability and Strength, Published by Elsevier Publishers, 1985.

[3] C.P. Ellinas, P.W.J. Raven, A.C. Walker and P. Davies, "Limit State Philosophy in Pipeline Design", Journal of Energy Resources Technology, Transactions of ASME, Jan. 1986.

[4] M.E. Mohareb, A.E. Elwi, G.L. Kulak and D.W. Murray, "Deformational Behaviour of Line Pipe", Structural Engineering Report No. 202, University of Alberta, 1994.

[5] Y. Bai, R. Igland and T. Moan, "Tube Collapse under Combined Pressure, Tension and Bending", International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 3（2）, 1993, pp. 121–129.

62 Q. Bai and Y. Bai

[6] Y. Bai, R. Igland and T. Moan, "Tube Collapse under Combined External Pressure, Tension and Bending", Journal of Marine Structures, Vol. 10, No. 5, 1997, pp. 389–410.

[7] SUPERB, "Buckling and Collapse Limit State", December 1996.

[8] S.P. Timoshenko and J.M. Gere, Theory of Elastic Stability, 3rd Edition, McGraw–Hill International Book Company, 1961.

[9] S.C. Haagsma, D. Schaap, "Collapse Resistance of Submarine Lines Studied", Oil & Gas Journal, Feb. 1981.

[10] DNV, "Submarine Pipeline Systems", DNV–OS–F101, Det Norske Veritas, Oct. 2010.

[11] API, "Design, Construction, Operation and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines（Limit State Design）", RP–1111, 2009.

[12] DNV, "Buckling Strength Analysis, Classification Notes 30.1", Det Norske Veritas, July 1995.

[13] R. Hill, The mathematical theory of plasticity, Oxford University Press, New York, ISBN 0 19 856162 8, 1950.

[14] E. Corona and S. Kyriakides, "On the Collapse of Inelastic Tubes under Combined Bending and Pressure", Int. J. Solids Structures Vol. 24 No. 5., 1988, pp. 505–535.

[15] S. Kyriakides and M.K. Yeh, "Factors Affecting Pipe Collapse", Engineering Mechanics Research Laboratory, EMRL Report No 85/1, A.G.A Catalogue No. L51479 Department of Aerospace Engineering and Engineering Mechanics, The University of Texas at Austin, 1985.

[16] S. Kyriakides and M.K. Yeh, "Plastic Anisotropy in Drawn Metal Tubes", Journal of Engineering for Industry, Vol. 110/303, Aug. 1988.

[17] S. Kyriakides and G.T. Ju, "Bifurcation and Localization Instabilities in Cylindrical Shells Under Bending–I–Experiments", Int. J Solids and Structures, Vol. 29, No 9, 1992, pp 1117–1142.

[18] W.F. Chen and I.S. Sohal, "Cylindrical Members In Offshore Structures, Thin–Walled Structure", Special Issue on Offshore Structures, Elsevier Applied Science, 1988.

[19] R. Bruschi, P. Monti, G. Bolzoni, R. Tagliaferri, "Finite Element Method as Numerical Laboratory for Analysing Pipeline Response under Internal Pressure, Axial Load, Bending Moment", OMAE’95, 1995.

[20] S. Hauch and Y. Bai, "Use of Finite Element Analysis for Local Buckling Design of Pipelines", OMAE’98, 1998.

[21] ISO/DIS 13623, "Petroleum and Natural Gas Industries – Pipelines Transportation Systems", 1998.

第 4 章　基于极限状态的强度设计

Limit-State Based Strength Design

4.1 引言
Introduction

近年来，人们越来越要求海底管道在高压高温（HPHT）状态下运行。图 4.1 为这一趋势随着油气田的开发逐渐从沿岸进入深水区域而日渐增强。在更高压力状态下运行是管道项目在高等级管材上所面临的技术挑战，若产品含有 H_2S、盐水且具有焊接兼容性，则将引起酸腐蚀。在更高温度状态下运行将导致管材和绝缘层面临腐蚀、屈服强度递减的挑战。当管道受到海床上的土体约束时，由于运行状态下内部流体温度和压力较高，承受高压高温的管道将产生较高的有效轴向压缩力。基于应力的传统设计标准已不再适用于高温状态，其解决方案是采用极限状态法设计此类管道。

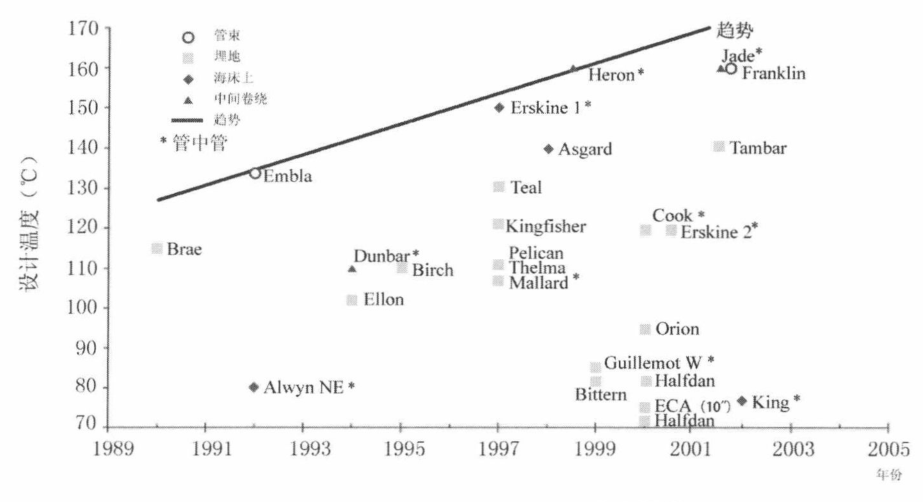


图 4.1　管道进水口设计温度的变化趋势 [1]

从目前来看，高压高温管道的设计主要是基于极限状态原则，其根据为涵盖所有相关失效模式的一组极限状态或失效应变量。极限状态设计针对失效模式进行独立核查，而且项目设计时需要对若干不同的极限状态进行核查。针对失效的

充分边界条件经由分项安全系数的应用而得以确保，其反映了载荷与材料的不确定性。当管壁厚度设计中的利用系数均取自传统设计标准所给定的数值时，极限状态强度设计变得至关重要。在过去数十年时间里，已有许多的联合工业项目（JIP）关注着高压高温管道的应用。

HOTPIPE 联合工业项目[2]的主办单位是挪威国家石油公司（Statoil）和 Norsk Agip 公司，其实施单位为挪威国家石油公司、DNV 和 Snamprogetti 公司。由 HOTPIPE 项目确立了与 DNV OS-F101[3] 相符的设计指南，根据为风险原则和极限状态法。其采用了载荷与阻力系数，并将这一标准表述为更为常规的布局。

SAFEBUCK[4] 是一个联合工业项目，得到了主要运营商的赞助，关注于在受到整体侧向屈曲时结构完整性方面的问题。其概括了基本的设计理念，并建议将 DNV OS-F101 和 API RP 1111[5] 视为最适用的设计标准。对于整体侧向屈曲，则需要对局部屈曲、应变能力、管道轴向移动和疲劳破损的失效模式进行核查。

4.1.1　极限状态设计
Limit State Design

大多数传统的管道和立管设计标准均属于容许应力设计（ASD）范畴。但是，结构设计的成功实施已经采用了极限状态设计（LSD）法，其所包含的基于可靠性的技术可以稳定处理不确定性，且已有时日；近年来，极限状态设计法的发展已步入对海底管道设计进行评估的阶段[3, 5]。载荷抗力系数设计法（LRFD）参见 DNV-OS-F101，它是特定结构限制的设计基础。这一方法将设计中的不确定性融入到分项安全系数法之中。这些不确定性被归类为部分载荷或材料系数。分项安全系数与特征载荷和抗力效应相关。对于所考虑的任何失效模式而言，LRFD 的基本原理是为了核对特征系数设计载荷（L_d）是否超过系数设计阻力效应（R_d）。

$$L_d \leqslant R_d \tag{4-1}$$

式中，系数设计载荷 L_d 和系数设计阻力 R_d 如下：

$$L_d = L_F\gamma_F\gamma_C + L_E\gamma_E + L_I\gamma_F\gamma_C + L_A\gamma_A\gamma_C$$

$$R_d = \frac{R_k\left(f_k\right)}{\gamma_{sc}\gamma_m}$$

载荷效应系数 γ_F，γ_E，γ_C 和 γ_A，参见 DNV-OS-F101 第 4 部分的表 4-4 和表 4-5，采用风险和可靠性方法进行确定，进而达到目标可靠性水平。第 5 部分表 5-4 和

表 5–5 中的 γ_{sc} 和 γ_{m} 分别为安全等级抗力系数和材料抗力系数。

图 4.2 为极限状态设计中特征载荷和阻力的分项系数之间的关系。例如，特征载荷和抗力可能是由环向应力 σ_{h} 和管道屈服强度 σ_{y} 所致的应力，其均以统计分布形式出现。经过对取自管子出厂证书记录中的试验实测值的统计分析，得出该屈服强度的概率强度函数。管壁厚度和直径的平均值与变化情况可从管子供应记录中读取。若载荷大于阻力，系统将失效。

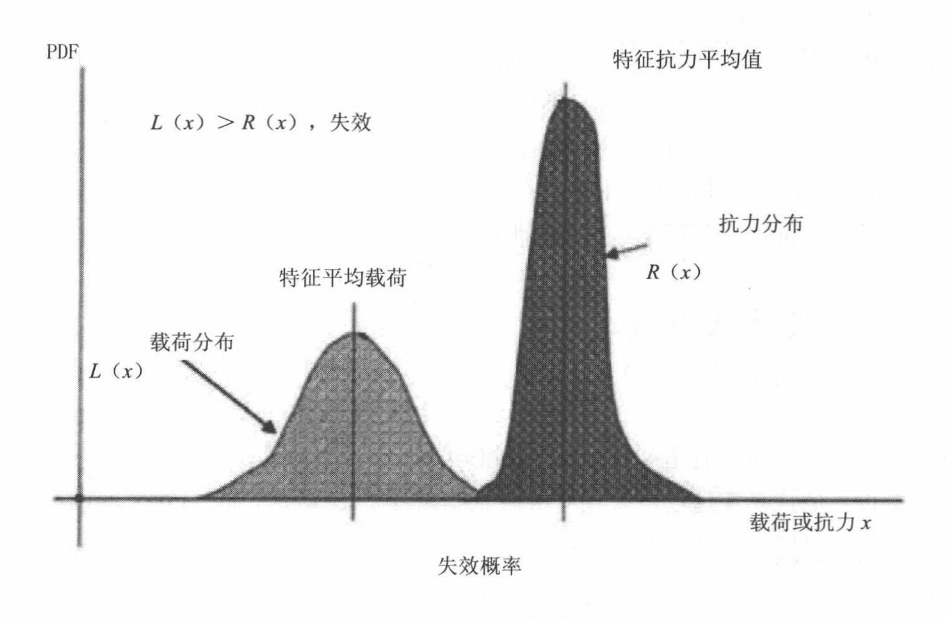


图 4.2　极限状态设计中的分项系数

管道的极限状态设计是一种基于极限状态概念的合理设计方法。极限状态是一种对管道的持续安全运行产生限制作用的情形。当管道对加载的响应成为不可接受时，即超过了这一状态。每一种极限状态都将管道分设为两种状态，即安全状态和失效状态。进行管道设计时，需对下述四种极限状态进行核查[3]：

● 最大极限状态（ULS）：与单一载荷应用或过载情形有关。若超过极限状态，管道可能会损失结构完整性。

-- 由于内部压力、纵向力和弯曲而出现爆破现象；

-- 由于压力、纵向力和弯曲而出现局部屈曲 / 压溃。

● 正常使用极限状态（SLS）：与灾害性失效无关，但会降低管道的运行能力或功用性。若超过极限状态，管道将不能满足其功能要求，如部分阻断流体流

动或阻止清管器沿着管道运动，这是因为管道局部变成椭圆形之故。

-- 整体屈曲，也即隆起屈曲 / 侧向屈曲；

-- 正常使用下的失圆度。

● 疲劳极限状态（FLS）：ULS 情形所考虑的是累积周期性载荷效应；

-- 由于周期性全寿命热加载而出现低循环疲劳；

-- 由于涡致振动而出现的悬跨管道高循环疲劳；

-- 断裂层。

● 偶然极限状态（ALS）：若超出这一状态，其意味着因偶然载荷而损失结构完整性。

-- 由于非正常行为而出现累积塑性应变。

4.1.2 失效的定义 Failure Definition

力学工程设计的目的是在给定的时间期限内以及在规定的载荷条件下确保给定管道的安全和性能。但由于存在相应的不确定性，绝对的安全是不切实际的。因加载、材料性能和尺寸的随机性，可能会出现此类不确定性。但此类不确定性可予以统计说明。作为 LRFD 方法的替代方法之一，DNV OS-F101 已依据不可接受后果的风险极限采用了基于可靠性的设计方法，以形成适当的安全裕度。这一点包括在概率设计核查的基础上对目标安全水平进行适当选择。经过核查，以确保基于经认可的可靠性方法计算而得的失效概率小于目标值。表 4.1 为基于不同极限状态的失效类型和安全等级的公称目标失效概率水平。目标概率水平被定义为每年每千米的概率。分项安全系数的安全等级定义参见 DNV OS-F101 第 2 部分表 2-5，其随所输送的流体（水、油、气等）、地点（500m 区域范围之内或之外）和时间期限（临时性或正常运行状态）而发生变化。

表 4.1　公称失效概率对比安全等级 [3]

极限状态	概率基础	安全等级			
		低	中等	高	非常高
适用极限状态（SLS）	每根管道的年度值	10^{-2}	10^{-3}	10^{-3}	10^{-4}
最大极限状态（ULS）	每根管道的年度值	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}
疲劳极限状态（FLS）	每根管道的年度值	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}
偶然极限状态（ALS）	每根管道的年度值	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}
–	压力容器	10^{-4} – 10^{-5}	10^{-5} – 10^{-6}	10^{-6} – 10^{-7}	10^{-7} – 10^{-8}

4.2 基于应力的设计和基于应变的设计 Stress–Based Design and Strain–Based Design

基于极限状态的管道设计包括基于应力的设计和基于应变的设计两者。受施加于系统的载荷事件性质的影响，其可以分类为位移可控制和载荷可控两类。DNV OS–F101 已被用作进行载荷可控（基于应力）和位移可控（基于应变）极限状态核查的关键指南。

4.2.1 位移和载荷控制 Displacement and Load Control

位移控制

对于受周边介质约束的管道如埋地管道或卷绕管道，除管道自身所产生的弯曲外，周边条件限制了其他弯曲的产生。因弯曲而出现的额外应变，完全受到周边固定介质或周边条件的约束。若周边条件是固定的，载荷如重量或内部压力发

生变化时，将不会改变管道的形状，因此应变也是呈分布式的。这种情形通常被归类为应变或位移控制。在此类情况下，需采用基于应变的设计标准。

载荷控制

对于在外部载荷作用下自由发生弯曲的管道，管道弯曲的变化完全受限于内部应力为了平衡外部载荷而具有的承载力。外部载荷不随管道的变形而发生变化。当受载荷作用而出现的外部弯曲使得管材超出弹性极限时，管道可能会出现不可控的失效情形。这种情形通常被归类为应力或载荷控制。例如，自由悬跨管道。悬跨管道内的载荷如水动力载荷或重量，与管道的位移无关。在此类情况下，需采用基于应力的设计标准。

管道的侧向屈曲，部分是因为位移和载荷控制之故，因为与海床发生侧向摩擦而产生的约束条件将部分限制侧向屈曲时的管道发生变形。但是，当出现侧向屈曲时，有效的压力载荷将随管道的侧向变形而降低。

4.2.2 基于应力的设计 Stress-Based Design

基于应力的设计法已应用于传统的管道设计以及全世界至今所安装的大多数管道之中，其通过管材的额定最小屈服强度（*SMYS*）的设计系数而对处于最不利载荷条件下的管子环向应力和等效应力产生限制作用，并受限于所考虑的设计情形。

环向应力极限，

$$\sigma_h \leqslant \eta_1 SMYS \tag{4-2}$$

等效应力极限，

$$\sigma_e \leqslant \eta_2 SMYS \tag{4-3}$$

设计系数 η_1 和 η_2 详见传统的管道设计标准 [3,7-9]。基于应力的设计法已广泛应用于传统的管道设计之中，其设计经验具有相当的基础。当受限焊接认定试验令人满意时，就有可能通过工程关键性分析（ECA）最多采用 0.5% 的应变量 [10, 11]。

管子的环向应力标准可与材料折减系数组合使用。环向应力标准将 von Mises 应力限制在 *SMYS* 的某一范围之内。当 *D*/*t* 大于 20 时，可计算出等效应力的构成，该标准如下：

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_l^{\ 2} - \sigma_h \sigma_l + 3\tau^2} \leqslant \eta_2 \cdot SMYS \tag{4-4}$$

式中：

σ_h 为环向应力；

σ_l 为纵向应力（轴向应力）；

τ 为扭转剪切应力；

η_2 为利用系数（设计系数）。

当 D/t 大于 20 管子出现高压时，可忽略剪切应力，可计算出等效应力的构成，该标准如下：

$$\sigma_e=\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\sigma_h-\sigma_l\right)^2+\left(\sigma_l-\sigma_R\right)^2+\left(\sigma_h-\sigma_R\right)^2\right]}\leqslant\eta_2\cdot SMYS \tag{4-5}$$

式中，$_R$ 为径向应力。对于受约束的管道如无弯曲的陆上埋地管道，由于内部压力、外部压力和温度升高的影响，其纵向应力表示如下：

$$\sigma_{L,R}=\frac{2v\left(p_iA_i-p_eA_e\right)}{A_s}-E\alpha\left(T_p-T_a\right) \tag{4-6}$$

对于位移受控式埋地管道，温差也是纵向应力和等效应力的一个控制系数。超过屈服应力的等效应力在某些情形之下也是可接受的，因此应采用基于应变的设计法。

对海底管道采用基于应力的设计法时，弯矩、等效应力和许用应力的确定均需适宜于下述组合情形。

- 内空状态；
- 浸水状态；
- 水压测试状态；
- 运行状态。

强度标准可适用于下述情形：

- 管道在位性能；
- 拖网拖动响应；
- 自由悬跨管道。

4.2.3 基于应变的设计 Strain-Based Design

基于应变的设计是一种在设计条件下设定应变极限而非应力极限的方法。其适用于位移控制载荷为主要设计条件的情形。在位移可控情形下，载荷的大小取

决于结构的位移和变形。位移可控情形下的典型实例为热膨胀、地面移动（例如土坡不稳定和地震侧滑）、管道盘卷及管道铺放等。

传统的设计均基于管材的屈服状态即极限状态，而基于应变的设计则采用最大拉伸应力状态作为极限状态。基于应变的设计则最大限度地利用了管材的性能特征。其意味着允许管道超过屈服状态，即管子的受控塑性变形。一般情况下，适用于不使管道产生失效的受控弯曲。采用基于应变的设计法，能够使管道实现合适的安全性和完整性，且降低管道施工、运行和维护成本。但是，基于应变的设计法受到一定限制，无法替代基于应力的设计法。即使已在项目实际中采用基于应变的设计法，但管壁针对由内部运行设计压力所产生的环向应力通常是确定所需管道级别和管壁厚度的主要因素。

基于应变的设计法的安全应用，主要需进行位移可控或位移约束式加载，如以卷管和 S 型铺管方式铺设的离岸管道，以及 J 型管、基础沉陷和地震、温度变化所致的膨胀和收缩。近来，已有若干项目采用了基于应变的设计法。在安装和运行条件下，管道承受着较大的塑性变形。在某些情形下，一次加载可达到最大应变的 4%。此类情形下管道的可能应变范围如图 4.3 所示，如下：

- 安装（卷管铺设等）；
- 热加载（整体屈曲）；
- 极地加载（冻胀、解冻沉降等）；
- 地震加载。

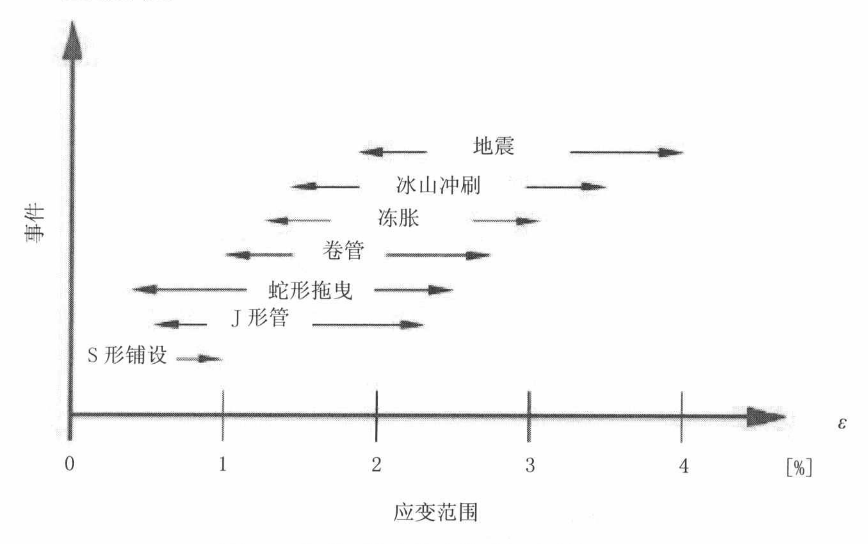


图 4.3　位移可控事件中管道的应变适用范围

4.2.4 基于应力的设计方法的适用范围 Extension of Stress-Based Design Procedures

基于应力的设计法的设计标准比起基于应变的设计法更为完善，而有些标准也需要涵盖基于应变的设计法。目前，有趋势仅涵盖有限类型的加载，诸如海底管道 API-RP-1111 标准所述。DNV-OS-F101 对适用于从弹性到塑性的全纵向公称应变的环形焊缝损伤接受准则提供广泛指导，如图 4.4 所示。以下为一些相关的标准：

$\varepsilon_{1,\ nom} \leqslant 0.4\%$　　工艺；

$\varepsilon_{1,\ nom} > 0.4\%$　　根据附录 A 的工程关键性分析（ECA）；

$\varepsilon_{1,\ nom} > 1.0\%$ 或者

$\varepsilon_p > 2.0\%$　　根据补充要求 *P* 的附加测试

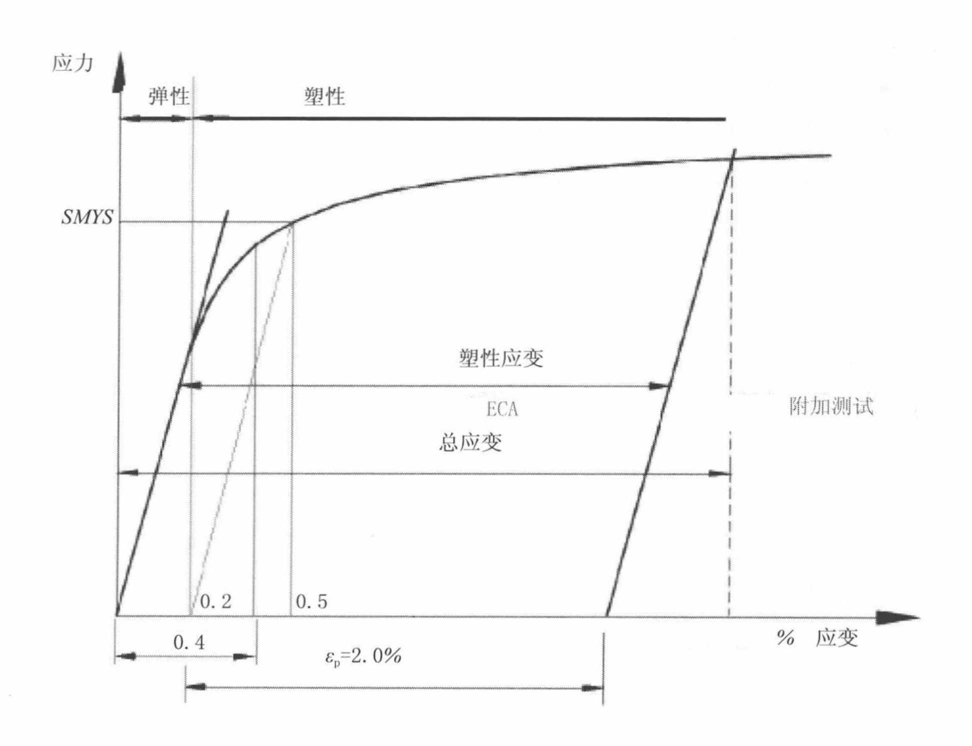


图 4.4　管道的环形焊缝损伤接受准则

有关管道的累积塑性应变 ε_p 和全纵向公称应变 $\varepsilon_{l,nom}$ 的相关标准和要求，参见图示。累积塑性应变 ε_p 的补充要求系针对应变高于 2% 的衬里管。当全纵向公称应变高于 0.4% 时，则必须进行工程关键性分析（ECA）。目前在离岸管道设计阶段经常采用工程关键性分析，用以计算环形焊缝中裂纹的容许数值。工程关键性分析是一种分析可否接受结构中存在裂纹的方法，也即用于演示结构的适用性（FFS）。在管道设计阶段，对承受高塑性应变的管道的断裂控制采用工程关键性分析法，以确定环形焊缝裂纹的允许大小数值，详见第 12 章 疲劳和断裂。

诸如 BS 7910[10] 和 API 579[11] 的标准主要是基于应力类型的，不直接应用于基于应变的情形。DNV-RP-F108[12] 则通过提供源自英国和挪威研究项目的附加指导对此差异进行说明。该标准规定，工程关键性分析（ECA）的实施应符合高应变应用情形之下 BS 7910 标准的 3 级评定流程。BS 7910 标准的 3 级评定流程是一种基于应力的方法，采用失效评定图（FAD）形式。失效评定图（FAD）依托于极限载荷（或塑性压溃载荷）的存在。极限载荷适宜于测定结构的承载能力，但在测定应变能力方面有欠缺。当材料的响应处在塑性范围之内时，应力的较小变化会导致应变发生较大的变化。如果材料的应变硬化能力很强，如在离岸应用中采用某种低等级材料，那么失效评定图（FAD）方法的应用就会相当出色。现代的高强度衬里管材料，如 API-5L-X70 及以上等级，其应变硬化非常低。相应的高强度环形焊缝金属的应变硬化能力甚至有可能更低。因此，失效评定图（FAD）方法的评定结果对这些材料的应变水平可能会相当不敏感。

在对管道进行基于应变的设计时，极限状态之一就是拉伸应变能力。由于存在焊缝损伤，环形焊缝倾向于成为管道中拉伸应变能力的最薄弱环节，并且其冶金性能和 / 或力学性能也随着焊接热循环而变化。这里的“环形焊缝”系指整个焊缝区域，包括熔敷焊缝金属、熔合区和热影响区（HAZ）。某些基底金属（这里指管道材料）性能是环形焊缝应变能力的关键所在，因为它们影响着焊缝区域的冶金和力学性能。例如，基底金属的化学组成会在热影响区（HAZ）氢致开裂的倾向中，尤其是在陈旧的高碳材料中起到关键作用。在现代的高强管道中，可能会出现热影响区软化和焊缝金属开裂现象，这两者均会对管道的拉伸应变能力产生显著影响。

4.3 最大极限状态
Ultimate Limit State

4.3.1 爆破
Bursting

4.3.1.1 环向应力对比等效应变标准
Hoop Stress vs. Equivalent Stress Criteria

屈服一般被认为是一种正常使用极限状态（SLS），因为它不至于立即导致最大的失效如破裂的产生。对于材料的屈服行为，需要进行限制，因为过度的塑性应变可能会影响到管道的长期结构完整性。爆破被定义为管壁上出现不可控撕裂点，其导致管子的最终破裂。因此，爆破是一种最大极限状态（ULS）。

Stewart[13] 的分析研究和有限元分析已经表明，对于承受内部压力和弯曲组合影响的管子：

● 如果有一节管道处于位移可控状态下，那么可通过环向应力标准很好地控制爆破现象。

● 如果有一节管道处于载荷可控状态下，那么就可以应用等效应力标准，以确保承受内部压力和轴向载荷组合影响的管子具有充分的抗爆破强度。

对于载荷可控状态，应根据分析研究和有限元分析的结果采用等效的纵向应力标准。对于处在运行中的管道，一般较为保守地应用等效应力标准来控制爆破现象，因为主要载荷就是内部压力并结合有弯曲。

爆破失效受到拉伸环向应力的控制。为确保具有抗爆破的结构强度，环向应力应满足下述条件：

● 屈服极限状态，$\sigma_h \leqslant \eta_s \cdot SMYS$，式中 η_s 为 *SMYS*（额定最小屈服强度）的利用系数；

● 爆破极限状态，$\sigma_h \leqslant \eta_u \cdot SMTS$，式中 η_u 为 *SMTS*（额定最小拉伸应力）

的利用系数；

4.3.1.2 管道的爆破强度标准 Bursting Strength Criteria for Pipeline

环向应力标准

由于内外压之间 的压差，环向应力标准限制了特征环向拉伸应力 σ_h：

$$\sigma_h \leqslant \eta_h k_t SMYS \quad (4\text{–}7)$$

式中 η_h 为设计利用系数，k_t 为材料温度折减系数。环向应力公式一般表述为

$$\sigma_h = (p_i - p_e)\frac{D}{2t} \qquad \text{对于薄管壁} \quad (4\text{–}8)$$

或

$$\sigma_h = (p_i - p_e)\frac{(D^2 + D_i^2)}{(D^2 - D_i^2)} - p_e \qquad \text{对于厚管壁} \quad (4\text{–}9)$$

式中：p_i 和 p_e 分别为内部和外部压力；D 为外径；D_i 为内径；t 为管壁厚度。

对处于非平台区域内的海底管道，所有主要标准中的设计（利用）系数均定为 0.72。对于平台附近区域（安全区域）内的管道，ASME B31.8[8] 标准将利用系数定为 0.50。设计系数 0.72 的出处可追溯至 B31 标准（1935 年版），其中的许用压力被限定为出厂试验压力的 80%，后者的计算则采用式（4–7），其最大设计系数为 0.9。因此，许用压力下的有效设计系数为 0.8 x 0.9 = 0.72。1958 年版的 B31.8 标准已将系数 0.72 直接用于取自陆上管道的设计压力。

环向应力标准

对于内部超压情形，等效许用应力和纵向许用应力均为 $\eta_h \cdot SMYS(T)$，表 4.2 所给定的利用系数 η 参见标准 ISO13623[6]。

表 4. 2　等效应力设计系数

载荷组合	设计系数
施工和环境载荷	1.0
功能性和环境载荷	0.9
功能性、环境和偶然载荷	1.0

运行状态下承受功能性和环境载荷时，BS 8010 和 DNV OS–F101 标准所采用

的等效应力设计系数均为 0.96。承受施工和环境载荷时，DNV OS-F101 标准所采用的设计系数为 0.96。

4.3.2 局部屈曲 / 压溃 Local Buckling/Collapse

局部屈曲 [14][15]

对于承受复合应力、纵向力和弯曲的管道，可能会出现局部屈曲。失效模式可能是横截面发生屈服或者在管子的受压一侧出现屈曲。本节所给出的标准可用于计算给定组合情形下的最大容许弯矩。应予注意，即本指南所给定的最大容许弯矩并没有考虑到断裂情形，因而断裂标准降低了管子的弯曲能力。其尤为适用于大张力 / 高压载荷状态。

载荷可控对比位移可控状态

局部屈曲核查可区分为载荷可控状态（弯矩）的核查及位移可控状态（应变水平）的核查。由于管子内所产生的弯矩与最大应变之间相互关联，可以通过基于应变的标准而不是弯矩标准来达到给定目标安全级别下的较高容许强度。其结果是，弯矩标准可以较为保守地应用于载荷可控和位移可控状态。

局部屈曲和累积失圆度

由于安装作业和周期运行载荷而使失圆度增加，可能会加重局部屈曲，必须加以考虑。弯矩与形成弯曲之间的关联性的计算应考虑到材料的弹塑性行为，其中的椭圆度可采用 Brazier 公式计算。建议采用有限元分析法对失圆度进行全寿命载荷仿真分析。

最大容许弯矩

载荷可控状态下的局部屈曲的容许弯矩可表示如下：

$$M_{\text{Allowable}(F,P)}=\frac{\eta_{\text{RM}}}{\gamma_{\text{c}}}M_{\text{p}}\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\frac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}\right)^{2}}\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{\dfrac{\gamma_{\text{c}}F}{\eta_{\text{RF}}F_{\text{l}}}-\alpha\dfrac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}}{\sqrt{1-\left(1-\alpha^{2}\right)\left(\dfrac{p}{\eta_{\text{RP}}p_{\text{l}}}\right)^{2}}}\right) \tag{4-10}$$

式中：

$M_{\text{Allowable}}$ 为容许弯矩；

M_{p} 为塑性弯矩 ；

p_{l} 为极限压力 ；

p 为作用于管子的压力；

F_l 为极限纵向力；

F 为作用于管子的纵向力；

α 为修正系数；

γ_c 为条件载荷系数；

η_R 为强度利用系数。

● 修正系数

$$\alpha = 0.25\frac{p_l}{F_l} \quad \text{对于外部超压} \tag{4-11}$$

$$\alpha = 0.25\frac{p_l}{F_l} \quad \text{对于内部超压} \tag{4-12}$$

如果可能，应通过有限元分析来核对修正系数。

● 塑性（极限）弯矩

该极限弯矩的表达式为

$$M_{C(F=0,P=0)} = \left(1.05 - 0.0015\cdot\frac{D}{t}\right)\cdot SMYS\cdot D^2\cdot t \tag{4-13}$$

● 承受压缩和张力时的极限纵向力

该极限弯矩可按下式估算：

$$F_l=0.5\cdot(SMYS+SMTS)\cdot A \tag{4-14}$$

● 外部超压状态下的极限压力

该外部极限压力 p_l 必须按下式计算：

$$p_l^3 - p_{el}\cdot p_l^2 - \left(p_p^2 + p_{el}p_p f_0\frac{D}{t}\right)p_l + p_{el}p_p^2 = 0 \tag{4-15}$$

式中：

P_{el} 为 $\frac{2E}{(1-v^2)}\cdot\left(\frac{t}{D}\right)^3$；

P_p 为 $\eta_{fab} SMYS\frac{2t}{D}$；

f_0 为初始椭圆度，式（4-7）给定；

E 为杨氏模量；

v 为泊松比。

备注：

-- 以 UO 工艺制造的管子的 η_{fab} 为 0.925，UOE 工艺制造的管子为 0.85，无缝或退火管材为 1。

-- 制造阶段所引起的失圆度必须包括其中，但不包括由于埋设位置处出现外部水压或弯曲而产生的压扁现象。

● 外部超压状态下的极限压力

极限压力等于下式给出的爆破值：

$$p_l = 0.5(SMTS + SMYS)\frac{2t}{D} \tag{4-16}$$

● 载荷与利用系数

载荷系数 γ_c 和利用系数 η_R，如表 4.3 所示。

表 4.3　载荷与利用系数

安全系数	安全等级	低	中	高
γ_C	非平整海床	1.07	1.07	1.07
	压力试验	0.93	0.93	0.93
	刚性支撑	0.82	0.82	0.82
	其他	1.00	1.00	1.00
R_P	压力	0.95	0.93	0.90
R_F	纵向力	0.90	0.85	0.80
R_M	弯矩	0.80	0.73	0.65

● 可以组合使用载荷状态系数，例如适用于依托非平整海床的压力试验的载荷状态系数，$1.07 \times 0.93 = 1.00$

● 临时阶段的安全等级较低。对于运行阶段，划分为区域 1 和区域 2 的安全等级分别为正常和较高。

对于位移可控状态，需进行下述应变能力核查，以确保局部屈曲时的结构强度：

$$\left(\frac{\gamma_F \cdot \gamma_c \cdot \ \gamma_{snef} \cdot \gamma_D \cdot \varepsilon_{F,c} + \gamma_E \cdot \varepsilon_{E,c}}{\dfrac{\varepsilon_{M,c}}{\gamma_\mu}}\right) + \frac{p_e}{\dfrac{p_c}{\gamma_\mu}} \leqslant 1 \tag{4-17}$$

式中：

$\varepsilon_{F,c}$ 为特征功能性纵向应变；

$\varepsilon_{E,c}$ 为特征环境纵向应变；

$\varepsilon_{M,c}$ 为特征屈曲应变；

γ_{sncf} 为应变集中系数，考虑到因涂层硬度的非连续性而使接缝位置处的应变增加；

γ_F 为功能性载荷系数；

γ_E 为环境载荷系数；

γ_D 为动态载荷系数；

γ_C 为条件载荷系数；

γ_R 为强度抗力系数；

γ_ε 为应变能力抗力系数。

与 DNV OS–F101 第 5 部分 D601 [式（5–31）] 中确定的公式相比，需包括两个附加的安全系数（γ_{sncf} 和 γ_D）。这些附加的安全系数为：

γ_{sncf} 适用于应变集中系数（SNCF）。

γ_D 需考虑到跳跃动态屈曲期间的动态放大（Nystrøm 等 [15]）。

4.4 正常使用极限状态 Serviceability Limit State

管子末端的失圆度（OOR）被确定为最大管径与最小管径之差（相同横截面面积），并根据下式进行定义：

$$OOR=D_{max}-D_{min} \tag{4-18}$$

式中：

D_{max} 为最大测得的内径或外径；

D_{min} 为最小测得的内径或外径。

DNV–OS–F101 所定义的管道椭圆度由下式表述：

$$f_0=\frac{D_{max}-D_{min}}{D_{nom}} \tag{4-19}$$

其有别于 API RP–1111 中所定义的椭圆度，定义如下：

$$\delta = \frac{D_{max} - D_{min}}{D_{max} + D_{min}} \tag{4-20}$$

管子的几何形状相同时，DNV-OS-F101 中所定义的管道椭圆度 f_0 是 API RP-1111 中所定义的椭圆度 δ 的两倍。衬里管的最大容许椭圆度受管道技术规格的限制，多数情况下其在制造过程中的管道椭圆度不必大于1.5%(f_0)或0.75%(δ)。卷绕管道的椭圆度可采用 Brazier 公式计算，其基于弹性管和塑性区域内的保守估算值进行。

$$f_0 = 2\left(1-v^2\right)\left(\frac{r_p^{\ 2}}{R_{reel}t}\right)^2 \tag{4-21}$$

式中：

f_0 为 DNV-OS-F101 中所定义的管道椭圆度；

R_{reel} 为卷管半径；

r_p 为管道平均半径；

t 为管壁厚度。

卷管或定位器上卷绕管子的公称弯曲应变由下式给出：

$$\varepsilon_{nom} = \frac{d_p}{D_{reel} + d_p} \tag{4-22}$$

式中：

ε_{mon} 为公称弯曲应变；

D_{reel} 为卷管或定位器直径；

d_p 为管道外径。

在管子承受反向弯曲的地方，管子的椭圆度可能会加大，必须考虑其对后续应变的影响。对于典型的管道，下述组合情形将对椭圆度产生影响：

- 在管子承受反向非弹性弯曲的地方，椭圆度在施工过程中可能会加大。
- 如果允许以整体屈曲来降低温度和压力所致的压缩力，那么因侧向屈曲而出现的周期性弯曲可能是运行期间停输的后果。

点载荷所致的椭圆度应予核查。在悬跨段肩部和人工支撑处，可能会出现临界点载荷。整个生命周期内的累积椭圆度 f_0 不得超过 3%。如果椭圆度对抗弯能力的影响和应变要求均包括其中，并满足清管和修理系统的要求以及考虑到周期性载荷所致的椭圆度，那么可以降低这一椭圆度要求。

可进行有限元分析，以计算管道在生命周期内的椭圆度加大情况。分析时必须纳入各种制造公差和管道生命周期内的所有载荷，如点载荷、抗表面弯曲、轴

向载荷以及反复出现的压力、温度和周期性弯曲。

4.5 疲劳极限状态 Fatigue Limit State

当确定应力范围的长期分布情况时，应考虑到整个生命周期内施加在管道和立管上的所有应力变化情况，其幅度和相应的循环次数足够大时会导致出现疲劳效应。管道和立管上应力波动的典型原因如下：

- 运行压力和温度的波动；
- 波浪直接作用；
- 管道系统因涡致振动而出现振动；
- 支撑结构移动。

有待采用的设计标准取决于分析方法，其可归类为基于疲劳试验（S–N 曲线）的方法和基于断裂机理的方法，详见第 12 章疲劳和断裂。

4.5.1 棘轮效应 Ratcheting

一般来说，棘轮效应系指承受高压高温的管道在经受周期性载荷的作用下所发生的塑性变形增量。当应变差值在累积时，曾有塑性应变记录的管段，包括拉伸和压缩塑性应变在内（但不同量），可能会受到棘轮效应失效的影响。必须考虑到棘轮效应对失圆度、局部屈曲和断裂的影响。需多次承受塑性变形循环作用的管段的设计应避免出现棘轮效应失效。管段须满足初始循环期间累积应变的极限值，并须在后续循环加载时呈弹性。

必须计算两种类型的棘轮效应，其接受准则如下：

（1）环向应变时的棘轮效应（管子呈径向扩大）是在高压高温下运行的管子发生应变反转的结果。累积环向应变极限为 0.5%。

（2）因周期性弯曲和外部压力作用而形成弯曲或成椭圆形时的棘轮效应。累积成椭圆形的量不得超过相当于受单调加载或正常使用下局部屈曲的临界值。

在核查局部屈曲和失圆度时，必须考虑到累积成椭圆形的程度。

BS8010 标准对棘轮效应的简化标准核查在于，等效塑性应变不得超过基于完美弹性的塑性材料的 0.1%，并假定零应变的参照点是水力试验后的完工状态。在违反简化标准核查的情况下，可采用有限元分析法，以确定棘轮效应是否就是关键的失效模式，并对棘轮效应所致的变形量进行量化。

一个完整的位移可控循环，其在管子的纵向上引起张力和压缩塑性应变，当与内部或外部压力组合时就会导致出现棘轮效应。在此，棘轮效应将作用于周向应变，在内部压力的作用下倾向于扩大管子，而在外部应力的作用下则使管子收缩。扩大纵向应变范围或压差，将使棘轮效应应变加大。

棘轮效应不仅仅会出现在周向方向上。例如，经过 Hassan、Kyriakides、Xia 和 Ellyin 的试验，当纵向加载的所有部分或某一显著部分呈载荷可控时，轴向方向上可承受棘轮效应扩张或收缩。出现周期性塑性期间的另一种累积逐周期应变，对于张力塑性来说，需与循环中受压缩时的起皱或屈曲相结合。

起皱或屈曲使得后续纵向力出现应力集中现象，并使环向应变发生局部变化。棘轮效应的关键部位倾向于出现在局部支撑处，诸如悬跨段末端、人工支撑处以及邻近下沉土体或海床处。

4.5.2 整体屈曲和轴向移动 Global Buckling and Walking

当管段承受到处于整体轴向挤压下的载荷控制与位移控制之间的载荷时，其设计应做到限制整体屈曲应变的出现并结合失效模式（包括整体屈曲、断裂、延性失效）和周期性失效模式（诸如疲劳和管道轴向移动）来考虑整体屈曲。管道轴向移动类似于棘轮效应，即一段较短的管道因海床斜坡、SCR 载荷或瞬间温度变化而在受到周期性载荷的作用下发生轴向移动，但塑性 变形则不一定发生。有关管道整体屈曲和轴向移动的详细内容，请参见第 10 章侧向屈曲和轴向移动。

4.6 偶然极限状态 Accidental Limit State

4.6.1 累积塑性应变 Accumulated Plastic Strain

如果超过屈服极限，钢管将累积塑性应变。累积的塑性应变可能会降低管材的延展性和韧性。因而必须进行特殊的应变失效处理和韧性测试。累积的塑性应变被定义为塑性应变增量之和，不考虑符号和方向问题。必须从材料应力 - 应变曲线偏离了线性关系的那一点开始计算塑性应变增量，而累积塑性应变的计算则必须自制造时间起至生命周期结束止。对累积塑性应变进行限制，可确保管材性能符合标准。这尤其与断裂韧性相关。累积塑性应变也可以增加材料的硬度，因而可提升其针对 H_2S 环境下应力腐蚀开裂的敏感性。应力腐蚀开裂也与材料中的应力水平相关。如果超过材料的屈服极限，应力水平必定会很高。管子的塑性变形也将在材料中产生高残余应力，这可能会促使出现应力腐蚀开裂。

累积塑性应变的总体要求是其应基于管材的应变时效和韧性测试。这已说明，鉴于材料之故，最大至 2% 的固定 / 塑性应变是容许的，无需任何测试。实际上，这也对运行过程有效。累积塑性应变一般应用于确定卷管的效果，此时需要为一个卷管 / 非卷管周期内的多个周期考虑到周期性的弯曲塑性应变。如果管道的累积塑性应变必须超出 2%，正如通常的卷管安装法的情形一样，材料应进行应变时效测试。然而，对现代钢管的测试已经表明，最高至 5% 的塑性应变是可以接受的。

为达到额外的安全裕度，在屈服应力与最大拉伸应力之间设定一个特殊比值是可取的。对这一比值的要求请参见 DNV-OS-F101 的 1300，此时确定屈服应力不超过 C-Mn 钢最大应力的 90%，13 Cr 钢的 85%。累积塑性应变将加大材料的屈服应力，同时也使屈服应力与最大应力之比变大。

4.6.2 应变集中 Strain Concentration

环形焊缝区域内的应变集中

受纵向塑性应变作用的管子可能会在邻近环形焊缝的区域内产生塑性应变集中。这种集中可能会出现在焊缝金属中，例如由于所选用的焊接材料的强度低于基底管材的强度，或者是相较于焊缝金属强度而言管材强度不稳定，这都会使一小部分的环形焊缝、甚至是大部分环形焊缝的屈服强度低于邻近的管材强度。这也会发生在热影响区（HAZ）的邻近区域内，使得某些材料的基底管材出现相对软化现象。本节对此类应变集中以及阻止或限制其发生的适用方法进行了阐述。

可能会在下述方面的环形焊缝处出现应变集中现象[18]：

- 焊缝顶部的形状；
- 焊缝根部的形状；
- 经过焊缝处的管壁中心未对齐；
- 经过焊缝处的厚度不一；
- 管子椭圆度；
- 焊缝内和周边的强度不一。

可采用 Neuber 法[18]，根据弹性应力集中来确定应变集中。在这一方法中，塑性应力与应变集中系数之积等于弹性应力集中系数（SCF）的平方。如果应力增加较少，即几乎没有应变硬化；塑性应变集中系数则是弹性 SCF 的平方。

椭圆度和厚度差异会使焊缝“高低不平”，成为环形焊缝上局部弹性应变的主要几何应变集中点。高低不平则以焊缝两侧之间的厚度中心位置的偏心距进行测定。在评估容许应变时，无论是张力还是压缩力，均须考虑到管段厚度变化和材料等级变化时以及附件过渡部位、涂层厚度过度部位和横向加载的局部区域上所出现的应变集中现象。

用于海底作业的离岸管道上的混凝土配重层，在现场焊接接缝处无法保持连续。由于管子自身的刚度要低于带配重涂层的管道，这可能会导致弯曲加载集中于现场焊接接缝的周边。如果载荷在位作用时间多于几分钟，而且管子与配重层之间的防腐涂层会出现蠕变，那么对这一刚度变化的范围可能就需要考虑到其随时间发生变化的情形。有必要就混凝土配重层对现场焊接接缝处的应变集中所产

生的影响进行评估。已发现 SNCF（应变集中系数）为 1.2 的假定是合理的。之所以选择这一数值，主要是因为容许应变与源自断裂标准[19]的 0.4% 相等。

DNV OS-F101[3] 对此做出要求，即管材如果被应用于累积塑性应变≥ 2% 的情形，则需满足附加的质量要求。质量要求加强了对管子的检查，并限制了管子末端厚度与局部管壁厚度变化之间的差异。

4.6.3 偶然载荷 Accidental Loads

非正常和非计划情况下的载荷，若年度出现概率小于 10^{-2}，则被归类为偶然载荷，参见 DNV-OS-F101。典型的偶然载荷可能由下述方面所致：

- 波浪与海流的极限载荷；
- 船舶冲击或其他漂移物（碰撞、搁浅、沉没、冰山）；
- 坠落物体；
- 海床移动和 / 或泥流；
- 爆炸；
- 火灾与热流；
- 运行故障；
- 走锚。

表 4.4　简化设计核查对比偶然载荷

出现概率	安全等级		
	低	中等	高
$> 10^{-2}$	偶然载荷可视为类似于环境载荷并可类似于 ULS 设计核查进行评估		
10^{-2}~10^{-3}	有待于根据具体情况进行评估		
10^{-3}~10^{-4}	$\gamma_C=1.0$	$\gamma_C=1.0$	$\gamma_C=1.0$
10^{-4}~10^{-5}		$\gamma_C=0.9$	$\gamma_C=0.9$
10^{-5}~10^{-6}	偶然载荷或事件可忽略不计		$\gamma_C=0.8$
$<10^{-6}$			

注：当失效模式为爆破时，出现的概率应当低 1~2 个数量级。

偶然载荷大小与频率可通过风险分析进行定义。针对偶然载荷的设计可通过对结构上的载荷所产生的影响进行直接计算来实施，或以间接方式通过设计允许发生意外的结构来进行。

DNV OS-F101 给出建议，关于偶然载荷的简化设计核查请参见表 4.4 中合适的分项安全系数。

4.7 参考文献 References

[1] M. Carr, D. Bruton, and D. Leslie, Lateral Buckling and Pipeline Walking, A Challenge for Hot Pipelines, OPT 2003, Amsterdam, 2003.

[2] L.Vitali, R. Bruschi, K. Mork, E. Levold, and R.Verley, HOTPIPE Project: Capacity of Pipes Subject to Internal Pressure, Axial Force and Bending Moment, ISOPE Conference, Vol. 2, pp. 22-33, France, 1999.

[3] DNV, Submarine Pipeline Systems, DNV-OS-F101, 2010.

[4] M. Carr, F. Sinclair, and D. Bruton, Pipeline Walking—Understanding the Field Layout Challenges, and Analytical Solutions Developed for the SAFEBUCK JIP, OTC 17945, 2006.

[5] API, Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines (Limit State Design) , API RP-1111, 4th Edition, 2009.

[6] ISO, Pipeline Transportation Systems for Petroleum and Natural Gas Industries, ISO 13623, 2000.

[7] ASME, Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids ASME B31.4, 2009.

[8] ASME, Gas Transmission and Distribution Piping Systems, ASME B31.8, 2007.

[9] British Standard Institute, Code of Practice for Pipelines, Pipelines on Land: Design, Construction and Installation, BS8010, 1989.

[10] British Standard Institute, Guide on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures, BS 7910, 2005.

[11] API, —Fitness-For-Service ‖ , API 579, Second Edition, 2007.

[12] DNV, Fracture Control for Pipeline Installation Methods Introducing Cyclic Plastic Strain, Recommended Practice DNV-RP-F108, 2006.

[13] G. Stewart, et al., An Analytical Model to Predict the Burst Capacity of Pipelines Proc. of OMAE, 1994.

[14] S. Hauch, and Y. Bai, Bending Moment Capacity of Pipes, OMAE, 1999.

[15] P. Nystrøm, K. Tørnes, Y. Bai, and P. Damsleth, Dynamic Buckling and Cyclic Behavior of HP/HT Pipelines, Proc. of ISOPE, 1997.

[16] L. G. Brazier, On the Flexure of Thin Cylindrical Shells and other Thin Structures, Proc Roy Soc, London, 1927, 116: 104-114.

[17] EWI, Strain-Based Design of Pipelines, Report of Project No. 45892GTH, 2003.

[18] H. Neuber, Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatic Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law, ASME J. Appl. Mech., Vol. 28, pp. 544-550, 1961.

[19] O. B. Ness, and R. Verley, Strain Concentrations in Pipeline with Concrete Coating Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol.118, 1996.

第 2 篇　管道设计
Pipeline Design

第 5 章　海底管道的水力和热力分析

Hydraulic and Thermal Analysis of Subsea Pipelines

5.1 引言 Introduction

海底管道工艺设计和分析的一个重要部分是水力工程，水力工程是流体力学的一个分支，研究流体（例如油、气和水）的流动和输送，涉及流体的收集、存储、控制、运输、调节和管理等。工程设计时确定正确的管道尺寸非常重要，可确保系统将油气流体从管道一点输送到另一点的能力。管道运行时，准确了解管道沿程的压力和温度分布是安全运行和解决问题的关键。对于海底工程而言，将流体从贮罐输送到上部平台进行处理或存储或从上部平台输送到岸上设施的驱动力由贮罐压力、人工升举、泵及压缩机提供。要解决涉及传热和相变的水力工程问题，必须对流体力学、传热、热力学、气/液平衡以及流体物理特性等进行深入研究。一般而言，单相流比多相流相对容易分析。多相流是一个非常活跃的研究领域，每年都有大量相关文献发表。

本章将对油、油气、气和水管进行以下水力和热力分析：

- 输油管水力和热力分析，包括：管道沿程的稳态温降和压降、管道停输后的温降和压降以及水锤现象。
- 输气管水力分析，包括：水平管道、起伏管道、水力摩擦系数以及管道沿程的平均温降和压降。
- 油气两相流管道的水力分析，包括：管道沿程压降、持液率、流型判据、水力摩擦系数、段塞流以及侵蚀速率。
- 水管水力分析，包括：管道尺寸、压降以及水锤问题。

5.2 输油管道 Crude Oil Transportation Pipelines

5.2.1 概述 General

由于管道中的原油与周围环境的温差很小，通过海底管道输送粘度和凝固点都较低的原油时一般不需要加热。管道沿程温降也比较小，可忽略传热分析。工程设计将此类管道称为等温输油管。通过管道输送原油所消耗的主要能量是压力能，等温输油管水力分析是输油管道工程的重要组成部分[1]。

等温输油管的能量消耗主要包括两部分：一部分用于克服地形高程差，这对于特定输油管而言是恒定的，不受输油过程其他环节的影响；另一部分为使原油在管道中流动而消耗的能量。这部分能量消耗通常称为摩擦损失，与管道特性、原油特性以及流动特性等相关。在等温输送条件下，可根据基本流体力学原理对管道中的各种摩擦力直接进行计算。

但在许多情况下，作为管道工程的一部分需对输油管进行热分析，尤其是对于粘度和凝固点较高的流体或气候寒冷需要加热的情况。

输油管是由许多直管段、各种阀和配件构成的管道系统。因而长管的摩擦损失包括：①流体与管壁的剪切力导致的摩擦损失（h_f），称为管道摩擦；②对流体的局部阻碍（如阀、弯头及其他配件）导致的摩擦损失（h_i），称为局部摩擦。

5.2.2 管道沿程摩擦损失 Friction Loss along Pipelines

管道中的流体流动可根据雷诺数分为三种不同流态：层流、湍流和临界态（介于层流和湍流之间的不稳定过渡区），雷诺数为惯性力与粘性力之比：

$$Re = \frac{VD}{\upsilon} \qquad (5\text{-}1)$$

式中：

V 为流体平均速度，m/s；

D 为管道内径，m；

υ 为流体动粘度，m^2/s。

通常可将三种流态定义如下：

（1）$R_e \leqslant 2\,000$，层流；

（2）$2\,000 < R_e < 3\,000$，过渡；

（3）$R_e \geqslant 3\,000$，湍流。

计算管道沿程摩擦损失（h_f）的 Darcy–Weisbach 公式是最通用的管段摩擦水头损失公式之一：

$$h_f = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} \quad (5\text{–}2)$$

式中：

L 为管道长度，m；

D 为管道内径，m；

V 为流体平均速度，m/s；

g 为重力加速度，m/s^2；

f 为摩擦系数。

管道沿程摩擦损失与流态直接相关，流态可通过雷诺数确定。根据“管道流体摩擦系数简明公式”[2]，摩擦系数可由表 1–5 中的公式得出：

表 5.1　摩擦系数的相互关系 [2]

流动区域	雷诺数范围	摩擦系数 f
层流区	$Re<2000$	$f=64/Re$
平稳区	$2000<Re<Re_1=\dfrac{59.5}{(\varepsilon/D)^{8/7}}$	$1/\sqrt{f}=1.8\lg Re-1.53$ 当 $Re<10^5$，$f=\dfrac{0.3164}{Re^{0.25}}$
过渡区	$Re_1<Re<Re_2$	$1/\sqrt{f}=1.8\lg\left[\dfrac{6.8}{Re}+\left(\dfrac{\varepsilon}{7.4D}\right)^{1.11}\right]$
完全湍流区	$Re>Re_2=\dfrac{665-765\lg(\varepsilon/D)}{\varepsilon/D}$	$f=\dfrac{1}{\left(1.74-2\lg(\varepsilon/D)\right)^2}$

5.2.3 管道沿程温降 Temperature Drop along Pipelines

计算管道沿程温降旨在确认最大温降处于安全范围内，这样正常运行过程中输油管不会出现水合物沉积和结蜡。

根据《海底管道和立管》[1]第 19 章传热和隔热中的式（19–36），可用下式预测管道沿程的温度分布：

$$T(x)=T_a+(T_{in}-T_a)\exp\left(\frac{-U\pi Dx}{\dot{m}c_p}\right) \quad (5\text{–}3)$$

式中：

T_{in} 为原油的入口温度，℃；

$T(x)$ 为位置 x [m] 处的原油温度，℃；

T_a 为管道周围的环境温度，℃；

D 为管道总外径，m；

x 为管道长度（从入口处计），m；

$\dot{m}$为原油的质量流量，kg/s；

c_p 为原油的比热容，J/（kg · ℃）；

U 为总传热系数或基于管道 OD 的 U 值，W/（m^2 · ℃）。

5.2.3.1 总传热系数 Overall Heat Transfer Coefficient

以下公式定义了总传热系数 U，参考《海底管道和立管》一书的式（19–28）[1]：

$$\frac{1}{UA}=\sum R_i=R_{film,\ in}+R_{pipe}+\sum R_{coating}+R_{film,\ ext} \quad (5\text{–}4)$$

式中：

$$R_{film,\ in}=\frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_{pipe}=\frac{in\left(r_l/r_i\right)}{2\pi LK_{pipe}}$$

$$\sum R_{coating}=\frac{\ln\left(r_{n0}/r_{ni}\right)}{2\pi LK_n}$$

$$R_{\text{film, out}}=\frac{1}{h_0 A_0}$$

A 为传热面的面积，A_i 或 A_0，m^2；

A_i 为垂直于传热方向的内部面积，$A_i=2\pi r_i L$，m^2；

A_0 为垂直于传热方向的外部面积，$A_0=2\pi r_0 L$，m^2；

r_i 为出油管内半径，m；

r_0 为出油管外半径，m；

r_1 为钢管外半径，m；

r_{n0} 为涂层 n 的外半径；

r_{ni} 为涂层 n 的内半径；

k_{pipe} 为钢管的热导率，W/（$m^2\cdot K$）；

k_n 为涂层 n 的热导率，W/（$m^2\cdot K$）；

h_i 为内部对流系数，W/（$m^2\cdot K$）；

h_0 为外部对流系数，W/（$m^2\cdot K$）。

5.2.3.2 内部对流系数 Internal Convection Coefficient

内部对流系数（h_i）取决于流体特性、流速以及管径。对于层流（即 $Re_i<2\,100$），可通过以下 Hausen 公式（1943）[7] 计算：

$$Nu_i=3.66+\frac{0.0668\left(\frac{D_i}{L_0}\right)\mathrm{Re}_i Pr_i}{1+0.4\left[\left(\frac{D_i}{L_0}\right)\mathrm{Re}_i Pr_i\right]^{2/3}} \tag{5-5}$$

式中 L_o 为管道入口至关注点的距离。大多数管道的 $D_i/L_o\approx 0$，上式就转变为：

$$Nu_i=3.66 \tag{5-6}$$

对于过渡区（$2\,100<Re_i<104$），可用 Gnielinski[8] 提出的公式计算 h_i：

$$Nu_i=\frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_i-1\,000)Pr_i}{1+1.27\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}\left(Pr_i^{2/3}-1\right)} \tag{5-7}$$

对于完全湍流，可用 Dittus 和 Boelter（1930）[9] 提出的公式计算 h_i：

$$Nu_i=0.025\,5\cdot Re_i^{0.8}\cdot Pr_i^{n} \tag{5-8}$$

式中：

f 为摩擦系数，可通过穆迪图得到；

Nu_i 为努塞尔数，$Nu_i = h_i D_i / k_f$；

Re_i 为雷诺数，$Re_i = V_i D_i \rho_f / \mu_f$；

Pr_i 为普朗特数，$Pr_i = C_f \mu_f / k_f$；

n 为如果流体正在加热取 0.4，流体正在冷却取 0.3；

h_i 为内部对流系数，W/（m^2・K）；

D_i 为管道内径，m；

k_f 为流体的热导率，W/（m^2・K）；

V_f 为流体速度，m/s；

ρ_f 为流体密度，kg/m^3；

μ_f 为流体粘度，Pa・s；

C_f 为流体的比热容，J/（kg・K）。

湍流内部对流系数的典型取值范围如表 5.2 所示。

表 5.2　湍流内部对流系数的典型取值范围 [10]

流体	内部对流系数 h_i	
	BTU/（ft^2・hr・°F）	W/（m^2・℃）
水	300~2 000	1 700 ~11 350
气	3~50	17~ 285
油	10~120	55 ~ 680

5.2.3.3　外部对流系数 External Convection Coefficient

1. 裸置管道

可用 Hilpert（1933）[11] 提出的公式计算裸置管道的外部对流系数（$h_{o,unburied}$）：

$$Nu_0 = CRe_0^{m} Pr_0^{1/3} \tag{5-9}$$

式中：

Nu_0 为努塞尔数，$Nu_0 = h_{0,unburied} D_0 / k_0$；

Re_0 为雷诺数，$Re_0 = V_0 D_0 \rho_0 / k_0$；

Pr_0 为普朗特数，$Pr_0 = C_{p,0}\mu_0/k_0$；

h_0 为外部对流系数，W/（m^2 · ℃）；

D_0 为管道外径，m；

k_0 为周围流体的热导率，W/（m · ℃）；

V_0 为周围流体的速度，m/s；

ρ_0 为周围流体的密度，kg/m^3；

μ_0 为周围流体的粘度，Pa · s；

$C_{p,0}$ 为周围流体的比热容，J/（kg · ℃）；

C, m 为常数，取决于表 5.3 列出的雷诺数范围。

表 5.3　相关常数

Re_o	C	m
4×10^{-1}–4×10^{0}	0.989	0.330
4×10^{0}–4×10^{1}	0.911	0.385
4×10^{1}–4×10^{3}	0.683	0.466
4×10^{3}–4×10^{4}	0.193	0.618
4×10^{4}–4×10^{5}	0.027	0.805

当水中周围流体的速度小于 0.05 m/s，空气中小于 0.5 m/s 时，主要发生自然对流，可使用以下值：

$$h_{0,\text{unburied}} = \begin{cases} 4\text{W/(m}^2\cdot℃\text{)，空气中的自然对流；} \\ 200\text{W/(m}^2\cdot℃\text{)，水中的自然对流；} \end{cases}$$

2. 全埋地管道

对于如图 5.1 所示埋置于半无限介质中的水平圆柱体，通过使用传导形状系数，可由下式计算全埋地管道的外部对流系数（$h_{o,buried}$）：

$$h_{0,\ \text{buried}} = \frac{k_{\text{soil}}}{\dfrac{D}{2}\cosh^{-1}\left(\dfrac{2Z}{D}\right)} \tag{5-10}$$

式中：

h_{soil} 为土壤的传热系数，W/（m^2 · ℃）；

k_{soil} 为土壤的热导率，W/（m^2 · ℃）；

D 为埋地管道的外径，m；

Z 为土体顶部与管道中心的距离，m。

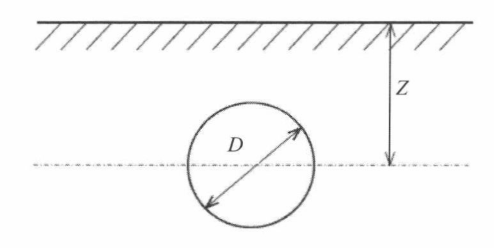


图 5.1　埋地管道的横截面

3. 部分埋地管道

对于部分埋地管道，外部对流系数（$h_{0,\text{partially}}$）可由下式计算：

$$h_{0,\text{partially}}=(1-f)\,h_{0,\text{buried}}+fh_{0,\text{exposed}} \quad (5\text{–}11)$$

式中：

f 为暴露于周围流体的管道外表面比例；

$h_{0,\text{partially}}$ 为部分埋地管道的外部传热系数，W/（m^2・℃）。

5.2.4　管道停输后的温降
Temperature Drop after Pipeline Shut Down

温降计算旨在使整个管道内的流体温度高于流体的凝固点温度。根据《海底管道和立管》[1] 第 19 章传热和隔热中的式（19–40），可用以下公式进行计算：

$$T_t-T_e=(T_i-T_e)\mathrm{e}^{-U\pi DLt/\sum mC_p} \quad (5\text{–}12)$$

式中：

T_t 为时间为 t 时的流体温度，℃；

T_e 为环境温度，℃；

T_i 为管道开始停输时的初始温度，℃；

D 为保温管道的外径，m；

m 为内部流体或涂层的质量，kg；

C_p 为流体、管道和保温层的比热容，kJ/（kg・℃）；

U 为总传热系数，W/（m^2・℃）；

t 为管道停输时间，s；

L 为出油管长度，m。

5.2.5 水锤 Water Hammer

单相流体管道设计中要考虑的一个重要问题是压力激增，也称为水锤。输油管中各个位置的流速和压力在不同时间通常存在差异，但其平均值一般保持不变或变化较小，因而可以认为输油管处于稳定状态。在诸如启动、停输、加压或降压等短时作业过程中，流体流动变得不稳定，管道内流体压力和速度突然变化并有可能发生水锤，如果不进行适当处理有时会对系统造成严重损伤。

对于短管，水锤导致的压力激增可计算如下：

$$\Delta H=\frac{\alpha}{g}\Delta v=\frac{\alpha}{g}\left(v_{o}-v\right) \tag{5-13}$$

其中：

$$\alpha=\sqrt{\frac{K}{\rho\left(1+\frac{Kd}{E\delta}\right)}} \tag{5-14}$$

式中：

ΔH 为水锤导致的压力激增 /m；

a 为压力波的传播速度 /m/s；

v_0 为发生压力激增前的流体速度 /m/s；

v 为发生压力激增后的流体速度 /m/s；

ρ 为流体密度 /kg/m^3；

K 为流体的体积模量 /pa；

d 为管道的内径 /m；

δ 为管壁厚度 /m；

E 为管材的弹性模量 /kg/m^2；

g 为重力加速度，9.8m/s^2。

5.2.6 重启压力 Restart Pressure

需对最小重启压力进行估算以确保管道在停输一段时间后能顺利重启。根据离岸石油工程设计手册第 5 卷第 3 章，可用下式计算重启压力：

$$P = \frac{4\tau L}{D} + P_0 \tag{5-15}$$

式中：

P 为重启压力，Pa；

P_0 为管道出口压力，Pa；

τ 为流体的屈服强度，Pa；

D 为管道的内径，m；

L 为管道长度，m。

5.3 输气管道 Gas Transmission Pipelines

5.3.1 天然气的成分和性质 Composition and Properties of Gas

天然气的主要成分是碳氢化合物，此外输气管道中通常还能发现水（H_2O）、氮气（N_2）、二氧化碳（CO_2）以及硫化氢（H_2S）。产自气田的天然气的主要组分是甲烷，占体积的 90%。产自油田的天然气中还含有其他碳氢化合物，如乙烷和乙烷以上的烷烃气体 [3]。

表 5.4 列出了部分碳氢化合物的一些典型物理性质。碳氢化合物的沸点随着碳原子数的增加而升高。如果碳原子数小于 5，碳氢化合物在一个大气压下就处于气相。

天然气凝析物的典型成分如表 5.5 所示。

在常用的碳氢化合物成分列表中，最后一种碳氢化合物标记有“+”，说明其不是一种真正的组分，而是所有更重组分的集合。

表 5.4　石油主要组分的物理性质（Pedersen等，1989）[4]

组　分	分子式	1 个大气压下的沸点温度 [℃]	1 个大气压 15oC 下的密度 [g/cm^3]
		石蜡	
甲烷	CH_4	–161.5	--
乙烷	C_2H_6	–88.3	--
丙烷	C_3H_6	–42.2	--
异丁烷	C_4H_{10}	–10.2	--
正丁烷	C_4H_{10}	–0.6	--
正戊烷	C_5H_{12}	36.2	0.626
正己烷	C_6H_{14}	69.0	0.659
异辛烷	C_8H_{18}	99.3	0.692
正癸烷	$C_{10}H_{22}$	174.0	0.730
		环烷	
环戊烷	C_2H_6	49.5	0.745
甲基环戊烷	C_2H_6	71.8	0.754
环已胺	C_2H_6	81.4	0.779
		芳烃	
苯	C_6H_6	80.1	0.885
甲苯	C_7H_8	110.6	0.867
邻二甲苯	C_8H_{10}	144.4	0.880
萘	$C_{10}H_8$	217.9	0.971
		其他	
氮	N_2	–195.8	--
二氧化碳	CO_2	–78.4	--
硫化氢	H_2S	–60.3	--

表 5.5　天然气凝析物的典型成分 [4]

组　分		成分（摩尔 %）
硫化氢	H_2S	0.05
二氧化碳	CO_2	6.50
氮	N_2	11.71
甲烷	C_2	79.06
乙烷	C_2	1.62
丙烷	C_3	0.35
异丁烷	$i\text{–}C_4$	0.08
正丁烷	C_4	0.10
异戊烷	$i\text{–}C_5$	0.04
正戊烷	C_5	0.04
己烷	C_6	0.06
庚烷以上的烷烃气体	C_7+	0.39

5.3.2 水平管道的水动力分析 Hydraulic Analysis of Horizontal Pipelines

本文中水平管道指管道沿程的高程差不超过 200 m。以下半经验公式可用于计算标准工程条件下（P_0=0.101 325 MPa, T_0=293.15 K）管道的输送量 [3]：

$$Q = 0.038\,48\sqrt{\frac{\left(p_s^2 - p_t^2\right)d^5}{Z \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot T \cdot L}} \qquad (5\text{–}16)$$

式中：

Q 为管道输送量，m^3/d；

d 为管道内径，m；

p_s 为管道输入压力，Pa；

p_t 为管道输出压力，Pa；

λ 为水力摩擦系数；

γ 为天然气相对密度（与空气相比）；

T 为天然气平均温度，K；

L 为管道长度，m；

Z 为天然气压缩系数。

对于干天然气：

$$Z = \frac{100}{100 + 1.73 p_{\mathrm{cp}}^{1.15}} \tag{5-17}$$

对于湿天然气：

$$Z = \frac{100}{100 + 2.92 p_{\mathrm{cp}}^{1.25}} \tag{5-18}$$

式中 p_{cp} 为管道的绝对平均压力，MPa。

5.3.3 起伏管道的水动力分析 Hydraulic Analysis of Undulating Pipelines

如果输气管的管道沿程高差超过 200 m，以下半经验公式可用于计算标准工程条件下（P0=0.101325 MPa, T0=293.15 K）管道的输送量：

$$Q = 0.038\,45 \sqrt{\frac{\left[p_{\mathrm{s}}^2 - p_{\mathrm{t}}^2\left(1 + \alpha\gamma h\right)\right] d^5}{Zf\gamma TL\left[1 + \frac{\alpha}{2L}\sum_{i=1}^{n}\left(h_{\mathrm{i}} + h_{\mathrm{i-1}}\right)L_{\mathrm{i}}\right]}} \tag{5-19}$$

和

$$\alpha = \frac{2g\gamma}{ZR_{\mathrm{a}}T} \tag{5-20}$$

式中：

Q 为管道输送量，$\mathrm{m^3/d}$；

d 为管道内径，m；

p_{s} 为管道输入压力，Pa；

p_{t} 为管道输出压力，Pa；

f 为水力摩擦系数；

γ 为天然气相对密度（与空气相比）；

T 为天然气平均温度，K；

L 为管道长度，m；

Z 为天然气压缩系数；

h_i 为各计算段起点处的标准高度，m；

h_{i-1} 为各计算段终点处的标准高度，m；

g 为重力加速度，m/s^2；

R_a 为气体常数，标准条件下 R_a=2 887.1J/（kg・K）。

图 5.2 为起伏管道的简单计算图。

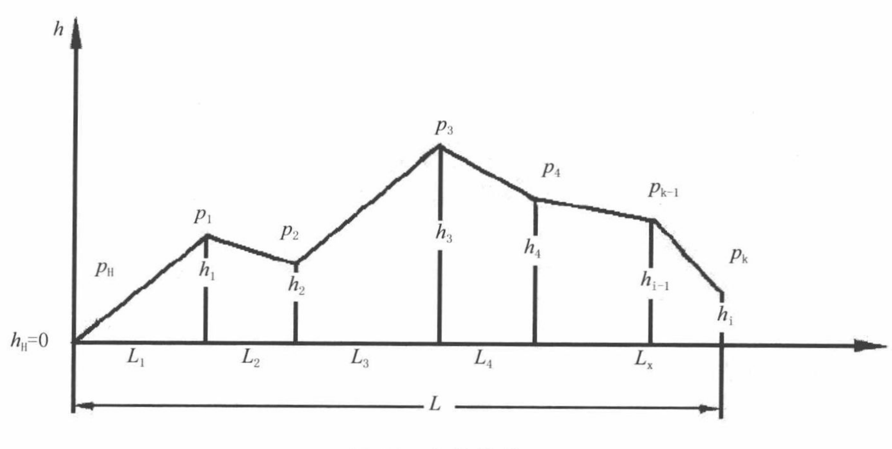


图 5.2　起伏管道

5.3.4　摩擦系数 Friction Factor

上节介绍流体流动可根据雷诺数分为 3 种流态：①层流（Re<2 000）；②临界流（2 000<Re<4 000）；③ 湍流（Re>4 000）。输气系统的雷诺数可计算如下 [12]：

$$Re = 1.777 \times 10^{-5} \frac{Q\gamma}{d\mu} \tag{5-21}$$

式中：

Q 为管道输送量，m^3/d；

d 为管道内径，m；

γ 为天然气相对密度（与空气相比）；

μ 为天然气的动力粘度，Pa・s。

对于不同流态，可根据以下公式计算水力摩擦系数 f：

$$Re < 2\ 000: \lambda = \frac{64}{Re} \tag{5-22}$$

$$2\ 000 < Re < 3\ 000: \lambda = 0.002\ 5\sqrt[3]{Re} \tag{5-23}$$

$$Re > 3\ 000: \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.01 \cdot \lg\left(\frac{\varepsilon}{3.706\ 5d} + \frac{2.52}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \tag{5-24}$$

式中：

ε 为管壁等效粗糙度，mm。

湍流通常可进一步划分为以下 3 个分区，大多数长距离输气管都处于二次阻力区。建议根据经验公式计算二次阻力区的水力摩擦系数。此处 ε 为管道绝对粗糙度的平均值，一般取 0.02~0.03 mm[2]。

对于平稳区：

$$2\ 000 < Re < \frac{59.7^{8/7}}{2\varepsilon/d} \tag{5-25}$$

经验水力摩擦系数公式为

$$f = \frac{0.184\ 4}{Re^{0.2}} \tag{5-26}$$

对于湍流过渡区

$$\frac{59.7^{8/7}}{2\varepsilon/d} < Re < 11\left(\frac{2\varepsilon}{d}\right)^{-1.5} \tag{5-27}$$

经验水力摩擦系数公式为

$$f = 0.067\left(\frac{158}{Re} + \frac{2\varepsilon}{d}\right)^{0.2} \tag{5-28}$$

对于二次阻力区：

$$Re > 11\left(\frac{2\varepsilon}{d}\right)^{-1.5} \tag{5-29}$$

经验水力摩擦系数公式为

（1） Weymouth 公式（最初是针对直径和输送量较小、杂质较多且内壁绝对粗糙度高达 0.050 8 mm 的输气管）

$$f = \frac{0.009\ 407}{\sqrt[3]{d}} \tag{5-30}$$

（2） Panhandle 修正公式（光滑内壁）

$$f = \frac{1}{68.1Re^{0.0302}} \qquad (5-31)$$

5.3.5 输气管道的平均压力 Average Pressure of Gas Transmission Pipelines

当输气管停输后，管道压力较高段的天然气将逐渐流动到压力较低处。高压点压力（p_H）降低，同时低压点压力（p_k）升高并最终达到平衡。可通过下式确定最终平均压力（p_a）：

$$p_a = \frac{2}{3}\left(p_H + \frac{p_K^2}{p_H + p_K}\right) \qquad (5-32)$$

式中：

p_a 为绝对平均压力，MPa；

p_H 为绝对起点压力，MPa；

p_k 为绝对终点压力，MPa。

很明显，平均压力大于算术平均压力（$p_a > \frac{p_H + p_K}{2}$）。

5.3.6 输气管道的热力分析 Thermal Analysis of Gas Transmission Pipelines

5.3.6.1 无 Chilly Choke 效应的输气管的沿程温度分布 Temperature Profile along a Gas Pipeline without Chilly Choke Effect

如果不考虑 Chilly Choke 效应，可通过式（5–12）计算输气管沿程任何位置的温度：

$$t_x = t_e + (t_s - t_e) \cdot e^{-ax} \qquad (5-33)$$

式中：

t_x 为管道 x 点处的天然气温度，℃；

t_e 为管道周围的环境温度，℃；

t_s 为起点处的天然气温度，℃；

x 为起点与管道沿程任意位置处的距离，m。

以及

$$\alpha = \frac{225.2 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot K \cdot D}{Q \cdot c_p \cdot \gamma} \tag{5-34}$$

式中：

K 为输气管的总传热系数，W/（m・℃）；

D 为管道外径，m；

Q 为标准条件下管道的输送量，m^3/d；

γ 为天然气相对密度（与空气相比），无量纲；

C_p 为天然气的定压比热，J/（kg・℃）。

5.3.6.2 存在 Chilly Choke 效应的输气管的沿程温度分布 Temperature Profile along a Gas Pipeline with Chilly Choke Effect

由于真实气体存在 Chilly Choke 效应，所以输气管中的真实温度要略低于上述公式计算出的温度。如果考虑 Chilly Choke 效应，可通过下式计算温度分布情况：

$$t_x = t_e + (t_s - t_e) \cdot e^{-ax} - \frac{J \cdot \Delta P_x}{ax}(1 - e^{-ax}) \tag{5-35}$$

式中：

J 为 Joule-Thomson 效应系数，℃ /MPa；

ΔP_x 为管道沿程距离为 x 处的压降，MPa。

5.4 油气管道的水动力分析 Hydraulic Analysis of Oil-Gas Production Pipelines

5.4.1 多相流管道的沿程压降 Pressure Drop along Multiphase Flow Pipelines

可通过下式计算管道的沿程压降（Dukle 公式 II 模型）[13]：

$$\Delta P = \frac{\lambda_m}{d}\frac{v_m^2}{2}\rho_f L$$
$$\rho_f = \rho_l \frac{R_L^2}{H_L} + \rho_g \frac{(1-R_L)^2}{1-H_L} \tag{5-36}$$

式中：

Re_m 为雷诺数，$Re_m = \dfrac{dv_m\rho_f}{\mu_m}$；

ΔP 为管道的沿程压降，Pa；

L 为管道长度，m；

ρ_f 为流体密度，kg/m^3；

ρ_g 为气体密度，kg/m^3；

v_m 为气液混合物流速，m/s，$v_m = \dfrac{Q_L + Q_g}{A}$；

d 为管道内径，m；

μ_m 为混合物粘度，Pa · s，$\mu_m = R_1\mu_L + (1 - R_L)\mu_g$；

λ_m 为混合输送水力摩擦系数；

R_L 为体积流体速率，$R_L = \dfrac{Q_L}{Q_L + Q_g}$；

H_L 为截面持液率，将在下节予以介绍，其值由两相流态决定：分离流态、过渡流态、间歇流态以及分散流态。

5.4.2 截面含液率
Section Liquid Holdup

水平管道中分离流、间歇流和分散流的截面持液率 $H_L(0)$ 可通过下式得出：

$$H_L(0) = \frac{aR_L^b}{cFr} \tag{5-37}$$

式中：

$H_L(0)$ 为水平管道的截面持液率；

R_L 为流动流体的体积分数，$R_L = \dfrac{Q_L}{Q_m}$；

Q_L 为流体的体积流量，m^3/s；

Q_m 为气液混合物的体积流量，m^3/s；

F_r 为弗劳德数，$F_r = \dfrac{v_m^2}{gd}$；

v_m 为气液混合物流速，m/s；

d 为管道内径，m；

g 为重力加速度（g=9.81m/s^2）；

a, b, c 为系数，不同流态的值如表 5.6 所示。

表 5.6　不同流态的 a、b、c值

流态	a	b	c
分离流	0.980	0.486 8	0.086 8
间歇流	0.845	0.535 1	0.017 3
分散流	1.065	0.582 4	0.060 9

水平管道中过渡流的截面持液率 $H_L(0)_T$ 可通过下式计算：

$$H_L(0)_T = AH_L(0)_S + BH_L(0)_I \quad (5\text{-}38)$$

式中下标 T、S 和 I 分别代表过渡流、分离流和间歇流。A、B 由下式得出：

$$A = \frac{L_3 - Fr}{L_3 - L_2} \quad (5\text{-}39)$$

$$B = 1 - A \quad (5\text{-}40)$$

式中：

$L_1 = 316R_L^{0.302}$

$L_2 = 9.252 \times 10^{-4} R_L^{-0.246\,84}$

R_L 为流动流体的体积分数，$R_L = \frac{Q_L}{Q_m}$；

倾斜管道的截面持液率 $H_L(\theta)$ 可通过下式计算：

$$H_L(\theta) = \psi H_L(0) \quad (5\text{-}41)$$

$$\psi = 1 + c\left[\sin(1.8\theta) - \frac{1}{3}\sin^3(1.8\theta)\right] \quad (5\text{-}42)$$

$$c = (1 - R_L)\ln(dR_L^e N_{LW}^f Fr^h) \quad (5\text{-}43)$$

$$N_{LW} = v_{sl}\left(\frac{\rho_L}{g\rho}\right)^{0.25} \quad (5\text{-}44)$$

式中：

$H_L(\theta)$ 为倾斜角为 θ 时的截面持液率；

v_{sl} 为流体修正流速，m/s；

σ 为流体表面张力，m/s；

d、e、f、h 为与流态相关的系数，如表 5.7 所示。

表 5.7　与两相流流态相关的系数

流态	d	e	f	h
分离流 向上流动	0.011	−3.768	3.539	−1.614
间歇流 向上流动	2.96	0.305	−0.447 3	0.097 8
分散流 向上流动	c=0, ψ=1			
多流态流 向下流动	4.70	−0.369 2	0.124 4	−0.505 6

5.4.3　两相流的流型判据 Flow Pattern Criteria of Two Phase Flow

表 5.8 列出了油气两相流的流型判据。

表 5.8　两相流的流型判据

流态	判据		L 的公式
	R_L	Fr	
分离流	<0.01	$<L_1$	$L_1=316R_L^{0.302}$ $L_2=9.252\times10^{-4}R_L^{-0.246\,84}$ $L_3=0.1R_L^{-1.451\,6}$ $L_4=0.5R_L^{-6.738}$
	>0.01	$<L_2$	
过渡流	>0.01	$>L_2$ 和 $<L_3$	
分散流	>0.01 和 <0.4	$>L_3$ 和 $<L_1$	
	>0.4	$>L_3$ 和 $<L_4$	
分散流	<0.4	$>L_1$	
	>0.4	$<L_4$	

5.4.4 油气两相流的段塞 Slugging of Oil-Gas Two Phase Flow

1. 段塞频率

通过 Hill 和 Wood 段塞流模型 [14] 可更精确地计算段塞频率：

$$\Omega = \frac{(0.007\ 59w_s + 0.01)w_{sl}}{D} \tag{5-45}$$

式中：

Ω 为段塞频率，Hz；

w_{sl} 为流体修正流速，kg/m^3；

w_s 为气液混合物流速，kg/m^3；

D 为管道直径，m。

2. 气泡的真实平均速度

可通过 McQuillan & Whalley 段塞流模型 [15] 计算气泡的真实平均速度：

$$w_{gs} = w_s + 1.53\left[\frac{(\rho - \rho_g)g\rho}{\rho_l^2}\right]^{0.25} \tag{5-46}$$

式中：

w_{gs} 为气泡的真实平均速度，m/s；

ρ_l 为流体密度，kg/m^3；

ρ_g 为气体密度，kg/m^3；

σ 为表面张力，N/m。

3. 段塞中的持液率

可通过 McQuillan 和 Whalley 段塞流模型 [15] 计算段塞中的持液率：

$$H_s = 1 - 0.058\left[D_{CD}\left(2f_s w_s^3/D\right)^{0.4} \times \left(\frac{\rho_l}{\sigma}\right)^{0.6} - 0.725\right] \tag{5-47}$$

$$D_{CD} = 2\sqrt{0.4\sigma/\left[(\rho_l - \rho_g)g\right]} \tag{5-48}$$

$$Re_s = \frac{w_s D}{\upsilon_l} \tag{5-49}$$

$$f_s = C_1 Re_s^{-n} \tag{5-50}$$

式中：

υ_l 为流体动粘度；

f_s 为气液混合物的范宁系数；

Re_s 为气液混合物的雷诺数；

C_l 和 n 为当 Re_s<2300 时，C_l=16，n=1；

当 $Re_s \geqslant 2300$ 时，C_l=0.046，n=0.2。

其他参数与上文所述相同。

4. 膜层中泰勒气泡和分散气泡的速度

可通过 Bendiksen 等提出的方法 [16] 计算段塞膜层中泰勒气泡（w_t）和分散气泡（w_b）的速度：

$$w_t = Cw_s + 0.35\sqrt{gD}\sin\alpha + 0.54\sqrt{gD}\cos\alpha \tag{5-51}$$

式中：

C 为与段塞中速度分布相关的常数。层流的 C=2 而湍流的 C=1.2。

$$w_b = 1.2w_s + 1.53\left[\frac{\sigma g\left(\rho_l - \rho_g\right)}{\rho_l^2}\right]^{0.25} E_s^{0.1}\sin\alpha \tag{5-52}$$

5. 段塞长度

段塞长度可计算如下：

$$L_u = \frac{w_t}{\Omega} \tag{5-53}$$

6. 流体膜的持液率

流体膜的持液率 Ef 可通过以下 Crawford & Weiberger 和 McQuillan & Whalley 段塞流模型进行计算：

$$E_f = 4D_{TD} - 4D_{TD}^2 \tag{5-54}$$

$$w_f = \frac{w_s - \left(1 - E_f\right)w_t}{E_f} \tag{5-55}$$

式中：

w_f 为流体膜速度，m/s。

$$D_{TD} = 0.0682 \times \left[\frac{\left(\rho_l \times \upsilon_l\right)^2}{D^3 g\left(\rho_l - \rho_g\right)\rho_l}\right]^{\frac{1}{3}} \times \left[\frac{4\rho_l\left|w_f\right|D_{TD} \times D}{\rho_l \times \upsilon_l}\right]^{\frac{2}{3}} \tag{5-56}$$

式中：

υ_l 为流体动粘度，m^2/s。

流体膜的持液率 w_f 可通过迭代求解 3 个公式（5-54）至公式（5-56）得出。

7. 流体膜中的气相速度和液相速度

流体膜中的气相速度 w_{gf} 和液相速度 w_{lf} 可通过 Xiao & Brill 段塞流模型计算如下：

$$w_s=w_{sl}+w_{sg}=w_l E_s+w_b(1-E_s) \tag{5-57}$$

$$(w_t-w_l)E_s=(w_t-w_f)E_f \tag{5-58}$$

$$w_s=w_f E_f+w_g(1-E_f) \tag{5-59}$$

8. 段塞单元的平均持液率

段塞中的平均持液率（H_L）可通过 McQuillan & Whalley 段塞流模型计算如下：

$$H_L=1-\frac{w_{sg}-w_{gs}(1-E_s)+w_t(1-E_s)}{w_t} \tag{5-60}$$

9. 段塞单元的流体段塞长度（L_s）和流体膜长度（L_f）

$$L_s=L_u\times\frac{E-E_{lf}}{E_s-E_{lf}} \tag{5-61}$$

$$L_f=L_u\times\frac{E_s-E_l}{E_s-E_f} \tag{5-62}$$

5.4.5 两相流的摩擦系数 Friction Factor of Two phase Flow（Phase）

$$\frac{\lambda_m}{\lambda_o}=e^n \tag{5-63}$$

式中：

λ_m 为两相流管道的水力摩擦系数；

λ_o 为两相均匀混合，两相之间无滑脱情况下的水力摩擦系数。

$$n=\frac{-\ln m}{0.0523-3.182\ln m+0.8725(\ln m)^2-0.01853(\ln m)^4} \tag{5-64}$$

$$m=\frac{R_L}{\left[H_L(0)\right]^2} \tag{5-65}$$

当 $1<m<1.2$ 时，$n=\ln(2.2m-1.2)$。

对于光滑管道，可通过穆迪图或下式得到无滑脱水力摩擦系数（λ）：

$$\lambda_0=2\lg\left(\frac{Re_0}{4.5223\lg Re_0-3.8215}\right) \tag{5-66}$$

无滑脱情况下雷诺数（Re_o）为：

$$Re_o=\frac{dv_m\left[\rho_L R_L+\rho_g(1-R_L)\right]}{\mu_L R_L+\mu_g(1-R_L)} \tag{5-67}$$

式中：

μ_L 为流体粘度，Pa · s；

μ_g 为气体粘度，Pa · s；

v_m 为气液混合物流速，m/s。

5.4.6 油气两相流的侵蚀速率 Erosional Velocity of Oil-gas Two Phase Flow

$$V_e = \frac{1.22C}{\sqrt{\rho_m}} \tag{5-68}$$

式中：

V_e 为流体侵蚀速率，m/s；

ρ_m 为混合密度，kg/m^3；

C 为经验常数：对于连续运行管道且无固体颗粒，C=100；对于间歇运行管道且无固体颗粒，C=125；对于连续运行管道且使用缓蚀剂或由防腐材料制造，C=150~200；对于间歇运行管道且使用缓蚀剂或由防腐材料制造，C=250。

5.5 输水管道 Water Transportation Pipelines

5.5.1 概述 General

海底输水管道用于输送注入水。如果油田中有几个井口平台需要注水，一般先根据规范在上部平台或浮式采油、储油及卸油船（FPSO）上对水进行处理，然后通过海底输水管道将水输送到各井口平台。当井口平台与上部平台或 FPSO 比较接近时，可在注入压力下将水直接输送至井口平台的注入井。但当井口平台与上部平台或 FPSO 较远时，应根据所需注入压力及海底管道的摩擦损失对管道尺寸进行设计。注入水被输送到井口平台并经过几重过滤以去除颗粒和微生物，然

后由井口平台的注水泵压入注入井，这样可以避免管道中的压力过高。工程设计阶段需要对海底注水系统的许多变量予以考虑。

5.5.2 输水管道的尺寸 Sizing of a Water Pipeline

可通过下式计算管道直径：

$$d=\sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{e}}} \tag{5-69}$$

式中：

d 为输水管道的直径，m；

Q 为输水管道的计算流量，m^3/s；

v_e 为水的经济流速，m/s。

5.5.3 输水管道的水头损失 Head Loss of Water Pipelines

5.5.3.1 输水管道的沿程水头损失 Head Loss along Water Pipelines

管道沿程水头损失公式如下：

$$h_i=iL \tag{5-70}$$

式中：

h_i 为管道沿程水头损失，m；

iL 为管道计算长度，m；

i 为单位长度的水头损失（水力梯度）。

陈旧管道的单位长度水头损失可通过下式计算：

$$v \geqslant 1.2\text{m/s}，\ i=0.001\,07\frac{v^2}{d^{1.3}} \tag{5-71}$$

$$v < 1.2\text{m/s}，\ i=0.000\,912\frac{v^2}{d^{1.3}}\left(1+\frac{0.867}{v}\right)^{0.3} \tag{5-72}$$

式中：

v 为管道中的平均速度，m/s；

d 为管道内径，m。

如果管道较新，公式也是适用的，但 i 的值较小。

5.5.3.2 局部水头损失 Local Head Loss

除了管道表面摩擦所致的压力水头损失，还存在局部水头损失，局部水头损失为流体流经附件（如阀、弯头及其他配件）时产生的压力水头损失。配件中发生的局部水头损失包括：

- 表面摩擦；
- 流动方向改变；
- 流动路径中的障碍物；
- 横截面和流动路径形状发生突然或逐步改变。

局部损失也称为次要损失。对于工艺管线系统而言，这种说法具有误导性，因为配件损失常常会大于直管段中的损失。对局部损失进行理论量化比较困难，因而主要通过经验数据确定。局部损失通常以类似于摩擦损失的方式进行表达。对于各种配件，用损失系数 K 替代摩擦水头损失公式中的 L/D。配件导致的水头损失由下式给出：

$$h_2 = \sum K \frac{V^2}{2g} \tag{5-73}$$

式中：

V 为向下流动的平均速度。可通过两种方法确定不同配件（如阀、弯头等）的 K 值。

一种方法是直接从表中选择 K 值，对于特定管道尺寸和雷诺数而言，K 值是不变量。表 5.9 列出了几种配件的 K 值。这种方法的数据散布较大，存在一定误差。另一种方法是根据标称管道尺寸的全湍流摩擦系数 f_T 确定 K 值。这种方法隐含说明了管道尺寸。Crane 公司技术文件 410 详细说明了不同配件的 K 值计算方法，得到管道业的广泛认可。

表 5.9　配件的损失系数（Larock 等）[1]

配　件	K
球心阀，全部打开	10.0
角阀，全部打开	5.0
蝶形阀，全部打开	0.4
闸式阀，全部打开	0.2
打开 3/4	1.0
打开 1/2	5.6
打开 1/4	17.0
止回阀，旋启式，全部打开	2.3
止回阀，升降式，全部打开	12.0
止回阀，球型，全部打开	70.0
弯头，45°	0.4
长径弯头，90°	0.6

5.5.3.3 管道起点的压力水头 Pressure Head of the Pipeline Start Point

管道起点的压力水头是摩擦水头损失（h_1）、局部水头损失（h_2）、起点和终点之间的高差（h_3）以及必要的剩余水头（h_4）之和。

5.5.4 水锤问题 Water Hammer Issues

5.5.4.1 产生水锤的原因 Causes of Water Hammer

（1）开关泵及阀会使水泵转速发生变化，特别是快速操作，可迅速改变水流速度并导致发生水锤。

（2）泵意外暂停，说明作业中泵的电源突然中断。

5.5.4.2 水锤分类 Classification of Water Hammer

水锤可分为开阀水锤、关阀水锤、开泵水锤以及停泵水锤。

5.5.4.3 水锤的主要损害 Major Damages of Water Hammer

（1）水锤压力很高，可对水泵、阀和管道造成破坏。或者压力很低，使管道不稳定并造成破坏。

（2） 水锤可使电动机转子变形或破裂，造成泵的反转转速过高或接近临界速度，然后反转会突然停止或电动机会重新起动。

5.5.4.4 水锤防护 Water Hammer Protection

（1）开阀水锤或关阀水锤

最有效的方法是延长开关阀的时间以避免直接水锤。

当阀关闭而泵仍在运行时，阀前方的压力与泵出口处的压力相同，其最大值通常等于泵的关闭水头。泵的关闭水头与阀的关闭时间无关，但与泵的种类相关。当阀完全关闭时不可停止离心泵，当阀关闭 15%~30% 时才可停止离心泵。这样可以减小泵的出口压力，防止泵发生振动并延长阀的寿命。

（2）开泵水锤

防止开泵水锤的最有效方法是排出管道中的空气并注满水，打开所有阀（泵出口处的阀除外）后起动水泵。管道上浮段应安装自动排气阀或注水设备。

当必须在空管状态下开泵时，如果泵起动后将阀逐步打开就可以防止水锤。水泵出口处的阀打开约 15%~30%，管道上的其他阀完全打开。管道注满水后，将所有阀全部打开或调节至所需的程度。

（3）停泵水锤

根据停泵水锤的过程计算，当水锤参数超过容许值时，可采取以下措施：

增加管道的直径或壁厚；

选择 GD^2 更大的电动机，GD^2 为水泵机组的飞轮惯性；

安装防水锤设备，如气室、气囊式水锤消除器以及调压水锤消除器等。

5.5.4.5 水锤压力 Water Hammer Pressure

由于产生水锤的原因不同，每种原因对应的公式和计算图也不同，所以计算水锤压力需要同时使用公式和计算图。对海底管道进行计算时，通常认为只有当管道末端的阀突然关闭时才会产生水锤压力。

水锤计算公式如下：

$$\Delta H = \frac{Rav_0}{g} \tag{5-74}$$

以及

$$a = \frac{a'}{\sqrt{1+(E_0/E)(d/\delta)C_1}} \tag{5-75}$$

式中：

ΔH 为水锤压力，m；

v_0 为管道中流体的初始流速，m/s；

a 为水锤的传播速度，m/s；

a' 为水中的声速，1 435m/s；

d 为管道内径，m；

δ 为壁厚，m；

g 为重力加速度，m/s^2；

E_0 为水的弹性系数，2.059 39Pa；

E 为管壁材料的弹性系数，Pa；

C_1 为不同管壁厚度和支撑方式参数；

R 为根据参数（ρ 和 θ）从图 5.3 获取的无量纲参数。

- 参数 C_1 可通过表 5.10 中的公式计算；
- 参数 ρ 可通过下式计算：

$$\rho = \frac{av_0}{2gH_0} \tag{5-76}$$

式中：

ρ 为无量纲参数；

H_0 为管道的初始水头，m。

- 参数 θ 可通过下式计算：

$$\theta = \frac{at_c}{2L} \tag{5-79}$$

式中：θ 为无量纲参数；t_c 为阀的关闭时间，s。

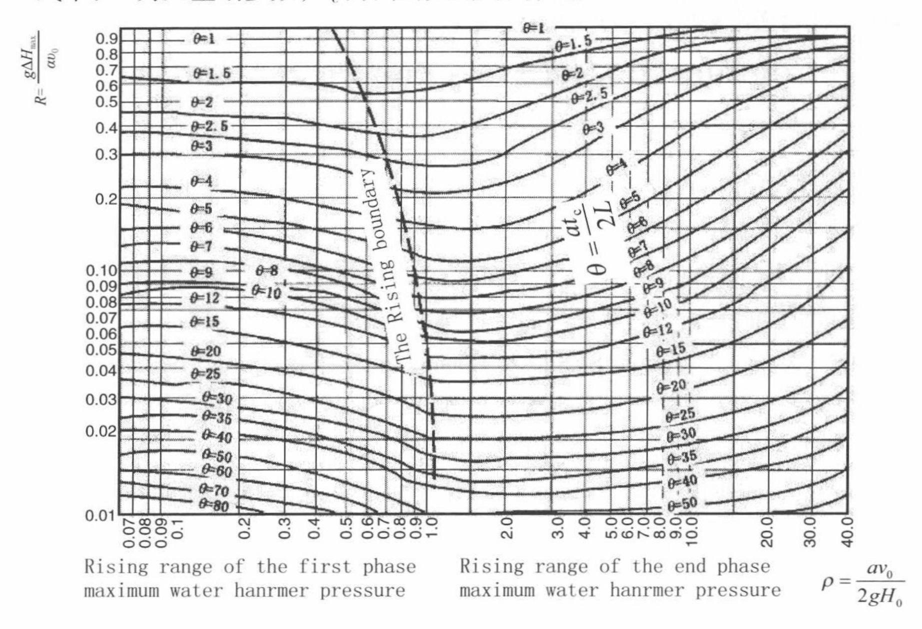


图 5.3 R. S. 快速水锤计算图 [17]

表 5.10　不同状态下不同管道类型的公式 [17]

管道类型	状　态	公　式
薄壁管道（$d/\delta>25$）	仅固定上游管道	$C_1=1-\frac{\mu}{2}$
	所有管道固定，无轴向移动	$C_1=1-\mu^2$
	管道使用膨胀节进行连接	$C_1=1$
厚壁弹性管道（$d/\delta\leqslant 25$）	仅固定上游管道	$C_1=\frac{2\delta}{d}(1+\mu)+\frac{d}{d+\delta}\left(1-\frac{\mu}{2}\right)$
	所有管道固定，无轴向移动	$C_1=\frac{2\delta}{d}(1+\mu)+\frac{d(1-\mu^2)}{d+\delta}$
	管道使用膨胀节进行连接	$C_1=\frac{2\delta}{d}(1+\mu)+\frac{d}{d+\delta}$

式中：μ 为管壁材料的泊松比。

5.6 商业设计分析软件 Commercial Software for Design and Analysis

海底管道的工程设计和分析是非常复杂的，不管是输送油气产品还是诸如天然气和原油这样经过处理的流体，大多数情况下都需要先进软件的辅助。就管道尺寸选择而言，需采用各种保温方法对水力和热性能进行稳态建模，以确保管道的输送能力和运行性能。油气业最常用的相关工具是 Schlumberger 公司的 PIPESIM、Aspen 公司的 HYSYS 以及 Honeywell 公司的 UNISIM。对于诸如启动、停输、段塞、降压、加压或接通等短时作业，SPT 集团的 OLGA 是进行上游油气业设计和分析的标准工具。SINTEF 公司新近开发的 LedaFlow 由 Kongsberg 油气技术公司进行了商业化，可提供与 OLGA 类似的功能。OLGA 是一维多相流模拟软件，而 LedaFlow 可对大直径管道的多维两相及三相流进行建模。

5.7 参考文献 References

[1] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines and Risers, Elsevier Science Ltd, 2005.

[2] S.E. Haaland, Simple and Explisit Formulas for the Friction Factor in Pipe Flow, Journal of fluids Engineering, 105:89–90, 1983.

[3] Gas Processors Suppliers Association, Gas Processors Suppliers Association, Engineering Data Book, 12th ed, USA, 2004.

[4] K.S. Pedersen, A. Fredenslund, and P. Thomassen, Properties of Oils and Natural Gases, Gulf Publishing Company, 1989.

[5] Moody, L.F., （1944）, Friction Factors for Pipe Flow, Trans. ASME, 66, 1944, pp. 671–678.

[6] R.C. Reid, J.M. Prausnitz, and T.K. Sherwood, Properties of Gases and Liquids, 3rd ed.,

New York, McGraw-Hill, 1977.

[7] H. Hausen, Darstellung des Warmeuberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potezbeziehungen, Z. VDI Beih. Verfahrenstechnik, No. 4, p. 91, 1943.

[8] V. Gnielinski, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chemical Engineering, Vol 16, 359-369, 1976.

[9] F. W. Dittus, and L. M. K. Boelter, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vo. 2, p.443, 1930.

[10] G.A. Gregory, Estimation of Overall Heat Transfer Coefficient for the Calculation of Pipeline Heat Loss/Gain, Technical Note No. 3, Neotechnology Consultants Ltd, 1991.

[11] R. Hilpert, Warmeabgabe von geheizen Drahten und Rohren, Forsch. Gebiete Ingenieurw., Vol. 4, p. 220, 1933.

[12] X.H. Yang and W.L. Zhu, The Influence of Inner surface Roughness on the Fiction Factor of Gas Transmission Pipeline, Petro-Chemical Equipment, 2005, 34.

[13] A.E. Dukler, Gas-liquid Flow in Pipelines, American Gas Association, 1969.

[14] T.J. Hill and D.G. Wood, Slug Flow: Occurrence, Consequences, and Prediction, SPE 27960, pp. 53-62, 1994.

[15] K.W. McQuillan, and P.B. Whalley, Flow Patterns in Vertical. Intl. J. Multiphase Flow 11（2）, pp 161-175, 1985.

[16] K.H. Bendiksen, An Experimental Investigation of the Motion of Long bubbles in Inclined Tubes, Int. J. multiphase Flow, Vol. 10（4）, pp. 467-483, 1984.

[17] R.S. Quick, Comparison and Limitations of Various Water-Hammer Theories, mechanical Engineering, Vol. 49（5a）, 1927.

第 6 章　管土相互作用

Soil and Pipe Interaction

6.1 引言 Introduction

在安装和作业期间，海床土 / 管相互作用对海底管道和立管的不同方面产生影响，其包括：

- 安装和作业期间受水动力作用下的管道的坐底侧向稳性；
- 管道热膨胀和整体屈曲；
- 管道铺设、底部拖曳与拉入法安装；
- SCR 设计的触底点；
- 管道悬跨。

在计算上述有关设计的不同方面时，管道与海床之间接触点的相互作用模型通常是指管 / 土相互作用模型。管 / 土相互作用模型由海床刚度和从土壤到管子纵向或侧向移动的等效摩擦阻力构成。等效摩擦阻力主要是基于非粘性土（砂）、粘性土（粘土）或两种土组合（泥砂土和砂土）的库仑摩擦，与土体强度和土与管之间的接触压力有关。

在本章范围内，试图阐明管土相互作用对管道的在位稳性、膨胀和结构完整性的不同涵义，其包括：

- 预测出油管安装期间及运行寿命内的管道沉降；
- 对用于环境和运行载荷作用下计算在位稳性的轴向和侧向阻力进行界定；
- 对侧向屈曲和轴向移动分析所需的土壤参数进行定义。

6.1.1 土的类型与分类方法 Soil Types and Classification

为管土相互作用建模时，需要管道走向上的相关土体数据。这些数据可通过地球物理及岩土调查而取得，其提供了管道走向上表征不同土壤特征的土壤参数。土壤分类系统是一种根据其可能的工程性能而进行分类的系统性方法。

已有多种土壤分类系统被提出。最初的方法是根据颗粒大小进行分类。颗粒

物大于 0.05mm 的土壤被称为粗颗粒型（砂和砾石），而小于这一尺寸的土壤则被称为细颗粒型（泥砂和粘土）。另一种分类不同土壤类型的方法是根据其塑性和粘性。例如，砂是非塑性、非粘性的，也即其不会相互粘合在一起，而粘土则具有塑性和粘性。泥砂则介于粘土与砂之间——其同样属于细颗粒型，但一般是非塑性、非粘性。

一般而言，土壤性能可分类为“排水”或“不排水特性”两种性能[1]。土壤是一种由固体颗粒所构成的多孔介质材料，其空隙内含有气体和水。在海底环境下，水压一般较高，足以使气体溶入水，而土壤是水饱和的。土壤性能取决于载荷（力）施加于土壤的强度。如果载荷的强度大于颗粒间孔隙内的孔隙水能够移入或移出土壤颗粒间孔隙的强度，那么可以说土壤具有不排水性能。如果加载的强度小于孔隙水能够移入或移出土壤颗粒间孔隙的强度，那么可以说土壤具有排水性能。

一种土壤（砂或粘土）是否具有排水性能或不排水性能，取决于加载强度，与土壤渗透率相关。一般认为粘土的性能是不排水的，因为加载强度通常远大于孔隙水能够移入或移出土壤颗粒间孔隙的强度。粘土的渗透率非常低，为 10^{-9}m/s 数量级。粘土强度设定为“不排水抗剪强度”，由符号 S_u 或 C_u 表示，单位为千帕斯卡（kPa）。一般认为砂的性能是排水的，因为孔隙水能够在大于加载强度时移入或移出土壤颗粒间的孔隙。砂的强度则按照摩擦角以符号 ϕ 表示。然而，如果粘土所受的剪切力非常之低，使得孔隙水有足够时间移入或移出土壤颗粒间的孔隙，那么其将不具有不排水抗剪强度。其性能反而更像是砂，可适用粘土摩擦角。与此类似，如果砂在极快速加载的作用下承受剪切力，使得孔隙水没有充分时间在周边移动，那么砂就具有不排水性能。

细颗粒型土壤的稠度估算可作为高质量未扰动取样的可靠依据。根据 BS 5930，相对于不排水抗剪强度而言的稠度描写性术语如表 6.1 所示。

表 6.1　粘土的不排水抗剪强度估算

粘土的描述	不排水抗剪强度 S_u（kPa）
很软	1~20
软	20~40
固结	40~75
硬	75~150
非常硬	150~300
坚硬	300~600
非常坚硬	＞600

对于非粘性土，相对密度是表征土壤的最佳办法。相对密度 D_r 是一个相对于标准化松散和密度泥土状态而言的表示土壤压实程度的度量单位。

$$D_r = \frac{e_{max} - e}{e_{max} - e_{min}} \tag{6-1}$$

式中：

e_{max} 为土壤在最松散状态下的孔隙比；

e 为原位孔隙比；

e_{min} 为土壤在最密实状态下的孔隙比。

表 6.2 为非粘性土的相对密度、标准沉降阻力和内摩擦角（Peck and Meyerhof[2]）之间的一般关系。这些数据可用于初步设计。

表 6.2　非粘性土的性能

土壤类型	沉降阻力 N	相对密度 D_r	内摩擦角 φ	
			Peck（1974）	Meyerhof（1956）
极松散砂	<4	<0.2	<29	<30
松散砂	4~10	0.2~0.4	29~30	30~35
中等砂	10~30	0.4~0.6	30~36	35~40
密实砂	30~50	0.6~0.8	36~41	40~45
致密砂	> 50	>0.8	>41	>45

ASTM 土壤统一分类系统（USCS）是一种非常适宜于结合管道项目来描述土壤的系统。离岸土壤既可以是砂质土，也可以是粘性土。管道项目所要求的土壤参数分别为砂类和粘土类，（见表 6.3）。一些重要参数的建议值如表 6.4 所示。

表 6.3　砂质土和粘性土的设计参数

	砂质土	粘性土
材料参数	等级，比重	流体和塑性极值
	最松散和最密实状态下的孔隙比	比重
		重塑抗剪强度

（续表）

	砂质土	粘性土
原位参数	孔隙比和密度指数	水含量和流体指数
	体积密度和干密度	体积密度和干密度
	峰值摩擦角	不排水抗剪强度
	基床反力模量	排水抗剪强度
	渗透率	敏感度，固结参数
		基床反力模量

表 6.4　典型海底土壤的关键参数建议值

USCS 符号	土壤描述	水中的浸没密度 /（kN/m³）	摩擦作用面角 /（°）	S_u /（kN/m²）
SW	优质级配砂	8.5~11.5	34~41	
SP	不良级配砂 – 非常松散 – 中等松散 – 非常密实	7.5~10.5 8.1 9.3 10.6	34~39 28 34 40	
SM	泥砂，不良级配 – 非常松散 – 中等松散 – 非常密实	8.0~11.5 8.9 10.1 11.4	31~37 27 32 38	
SC	粘性砂，不良级配	8.0~11.0	29~35	
ML	泥砂和粘质粉土	8.0~11.0	26~33	
CL	低至中等塑性粘土	8.0~11.0	N/A	
CH	高塑性粘土 – 非常松散 – 中等松散 – 非常密实	3.0~9.0	N/A	10~100 10 50 100

基床反力模量 K_s 建议值如表 6.5 所示。

表 6.5 不同类型土壤的基床反力模量估算

土壤类型	基床反力模量 Ks/MPa
极软质粘土	1~10
软质粘土	3~33
中等粘土	9~33
硬质粘土	30~67
沙土 / 冰碛土	13~140
松散砂	5~13
密实砂	25~48
泥砂	1~11
岩石	550~52000
海生物岩石	550~52000

6.1.2 摩擦系数 Coefficients of Friction

库仑摩擦模型是经典描述沿着土壤表面上管 / 土相互作用的最简化方法。在该模型中，摩擦力与管道伸入土壤中的正常压力成正比。摩擦力与接触压力之比为材料的一个常数，与土壤性能和管道沉降有关，命名为摩擦系数。侧向摩擦系数可应用于海床上非埋地管道的侧向移动，而轴向摩擦系数则可应用于海床上非埋地管道的纵向（轴向）移动。如图 6.1 所示，各向异性摩擦模型对管道侧向和轴向上的不同摩擦系数进行了界定。

将摩擦模型进行量化并非易事，因其取决于管道和土壤特性。在北海，人们已展开试验，以界定摩擦系数的范围。库仑摩擦模型的最小和最大值均已有估算值。表 6.6 为基于 BS PD 8010[3] 的北海应用所取得的结果。当不可能采用土壤数

据时，这些数值会是良好的参照对象。

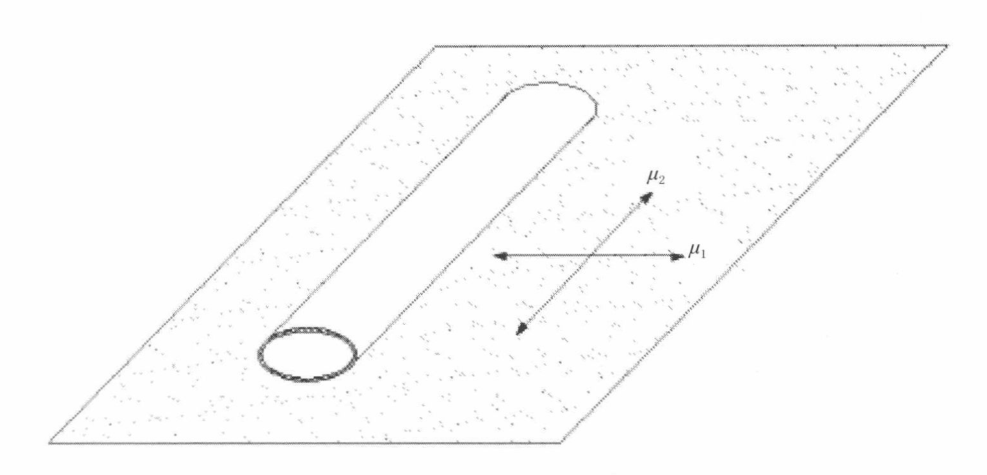


图 6.1　管道和土壤之间的各向异性摩擦

表 6.6　北海所采用的摩擦系数

土壤类型	侧向摩擦系数		轴向摩擦系数	
	最小值	最大值	最小值	最大值
非粘性土（砂）	0.5	0.9	0.55	1.2
粘性土（粘土）	0.3	0.75	0.3	1.0

侧向摩擦的影响

选择合适的侧向摩擦系数取决于土壤特性和所考虑的分析类型。摩擦系数的范围应考虑其不确定性。例如在环向膨胀分析中，侧向摩擦系数大将导致摩擦约束的增加，并因此使膨胀环至管道的弯曲连接处出现过大的弯矩和应力，这需要较大的有效压缩力以促动屈曲出现。如果采用较低系数值，侧向约束将明显降低，使管道在弯曲处更易于激发屈曲。因此，合适数值的选择至关重要，其考量不可与有待执行的分析类型相脱节。

轴向摩擦的影响

轴向摩擦系数的选择亦取决于有待执行的分析。例如，最大预期的拉载荷其

计算应假定摩擦系数较大，而对相同管道的膨胀移动的计算则应采用该范围内的较低值进行，因为较小的轴向摩擦将加大管道末端的膨胀。较低的轴向摩擦也会使较长的管道产生足够的有效轴向压缩力以促动侧向屈曲出现。

管道埋置或埋地对轴向摩擦系数的作用不大。然而，管道埋置入海床，将明显影响到侧向移动管道所需的力。粘性土的管 / 土互相作用正在广泛调研之中，因为这是在深水中控制管道整体屈曲的关键因素。有关管 / 土互相作用的研究结果请参见后续几节内容。

6.1.3 管 – 土模型 Pipe–Soil Models

管道与海床之间的相互作用是管道热力学分析中的最重要因素之一，其通常被纳入有限元分析之中，以呈现土壤作用于管道时所产生的轴向和侧向阻力载荷。最基本的管 – 土单元是弹簧滑件，其在轴向和侧向上给出双线性的理想弹性塑性响应。有关轴向和侧向摩擦系数的合适的基本管 – 土模型可应用于某些出油管的设计功能（诸如坐底稳性计算或热膨胀分析），并可在侧向屈曲的概念性评估中予以应用。如图 6.2 所示，库仑摩擦模型并不适宜于侧向屈曲的详细设计，尤其是针对因侧向屈曲而在隆起之间产生较大幅度侧向移动的情形。如图 6.3 所示，需对轴向和侧向上的非线性力 – 位移分别给出响应。有必要介绍 ABAQUS 软件分析中的一个子程序，其中对非线性载荷 – 位移响应进行了修订，以顾及①脆性破裂性能，②吸力释放，③大位移时的残余阻力，④周期性隆起加大。

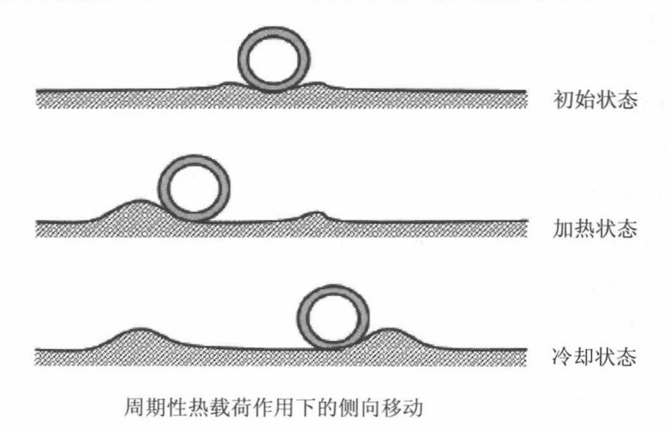


图 6.2　土壤隆起之间的管道侧向移动

在库仑摩擦模型中，假定弹性滑动对轴向和侧向均是相同的。然而，侧向上的弹性滑动次数一般是轴向上的几倍。轴向上的弹性滑动是在周期性热载荷作用下管道轴向移动的控制因素之一。一种解耦式摩擦模型是为结合了侧向屈曲的热力学分析之所需，用以精确仿真非线性管 - 土相互作用，如图 6.3 所示。

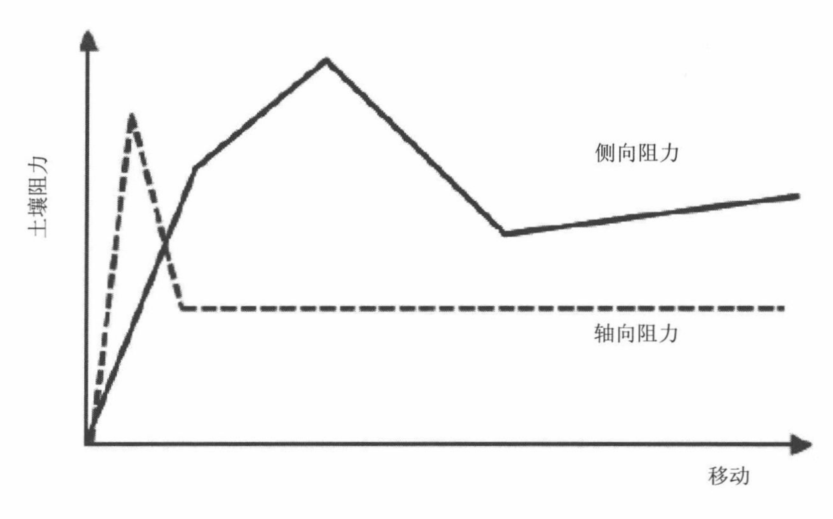


图 6.3　管道的轴线 / 侧向土壤阻力

6.2　管道在粘性土中的沉降 Pipe Penetration in Cohesive Soil

6.2.1　引言 Introduction

海床中的管道沉降受到下述基本方面的影响：

- 与土壤最大承载力相关的岩土埋置。
- 因 SCR 和 / 或管道铺设作业而产生的作用，其中需考虑到动力学和外加的载荷影响。

● 因波浪和海流或土壤液化现象所导致的冲刷而存在的潜在影响。

6.2.2 初始沉降 Initial Penetration

对管道初始沉降进入海床的评估是海底工程其他后续评估工作的重要一步，它将影响到侧向和轴向上的管 - 土相互作用。初始沉降决定了管 - 土接触面积和土壤破裂的界面抗剪强度。图 6.4 为管道沉降模型中所使用的参数定义。管道埋置被定义为相对于非扰动海床而言的倒置物（管道底部）出现沉降的深度，以 Z 表示。

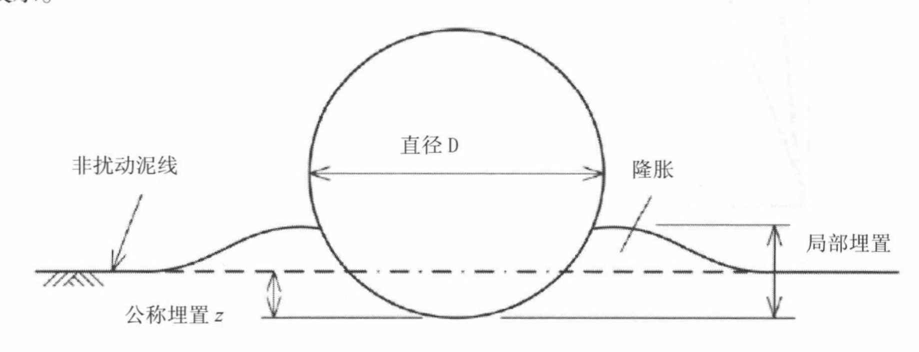


图 6.4 土壤中的管道沉降 [4]

通过提高相对于管道肩部的土壤表面高度，土壤在沉降期间的隆胀会增强管道的“局部”埋置效果。管 - 土接触的弧长是管 - 土相互作用的关联参数，其与局部埋置有关。单调垂直埋置期间所产生的典型隆胀高度约为公称埋置的 50%。

初始沉降的机制为，管道发生沉降直至最大土壤承载力有相应增加并支撑起管道载荷为止。管道一旦与海床发生接触则因其环状截面而产生线载荷，有效的承载压力在一开始的管 - 土接触中是无限大的。随着管道的沉降，承载面积逐渐加大，有效的承载压力则在减小直至沉降达到管径的一半为止。

初始沉降的计算法基于各种方法将管道沉降定义为源自管道的静态地面压力的函数。这些方法均为近似值，因为周期性土壤影响被忽略不计。行业内经常采用的方法请参见后续几节内容。

6.2.2.1 经典的承载力法 Classical Bearing Capacity Method

可采用标准的土壤力学公式对岩土埋置进行评估。这些公式可计算出土壤承载力，然后与管道载荷所致的压力进行比较。管道放置在海床上的情形可被视为地表条形基础，系指 Brinch Hansen 公式[5]：

$$F_u = \alpha \cdot N_C + \gamma \cdot Z \cdot N_q + \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot B \cdot N_\gamma \tag{6-2}$$

式中：

F_u 为最大承载力，表示为一种应力；

γ 为土壤单位浸水总量或水中的浸没密度；

α 为土壤粘性，不排水抗剪强度，S_u 表示粘土；

z 为管道埋置深度；

D 为管道外径，包括涂层；

B 为管道的承载宽度，计算如下：

对于 $z < D/2$　　$B = 2 \cdot \sqrt{z \cdot (D - z)}$

对于 $z > D/2$　　$B = D$；

Nc, Nq, N_γ：无量纲承载力系数，其为摩擦角的函数 φ，如图 6.5 所示。

对于饱和粘土，一般认定不排水条件（土壤摩擦角 $\varphi = 0$）控制着土壤情况，土壤粘性等于土壤的不排水抗剪强度。基于上述假定，承载力系数为 $N_q = 1$ 和 $N_\gamma = 0$，式（6–2）简化为

$$F_u = S_u N_C + \gamma z \tag{6-3}$$

式（6–3）与沉降和土壤刚性一节的公式相符，如 DNV RP–F105[7] 所述。

对于极软质粘土（S_u<10 kPa），Terzaghi 建议采用下述经简化的承载力系数[2]：

$$N_C = \frac{2}{3}(\pi + 2) \approx 3.43 \tag{6-4}$$

Small 等建议，对于粘土中管道沉降的评估需采用多种承载力描述形式[8]。对于 $z < D/2$ 时的管道埋置，管道埋置对承载力的作用可以忽略，它会导致出现最大沉降值

$$F_u = S_u N_C \tag{6-5}$$

对于 $z < D/2$ 时的管道埋置，需要考虑埋置的作用：

$$F_u = S_u N_C + \gamma\left(z - \frac{D}{2}\right) \tag{6-6}$$

结合 N_C 可表示为

$$N_C = 3.0 + \frac{z - \frac{D}{2}}{D} \tag{6-7}$$

为将铺设所致的影响考虑在内，建议在计算源自上述公式的沉降值时乘以系数 2。

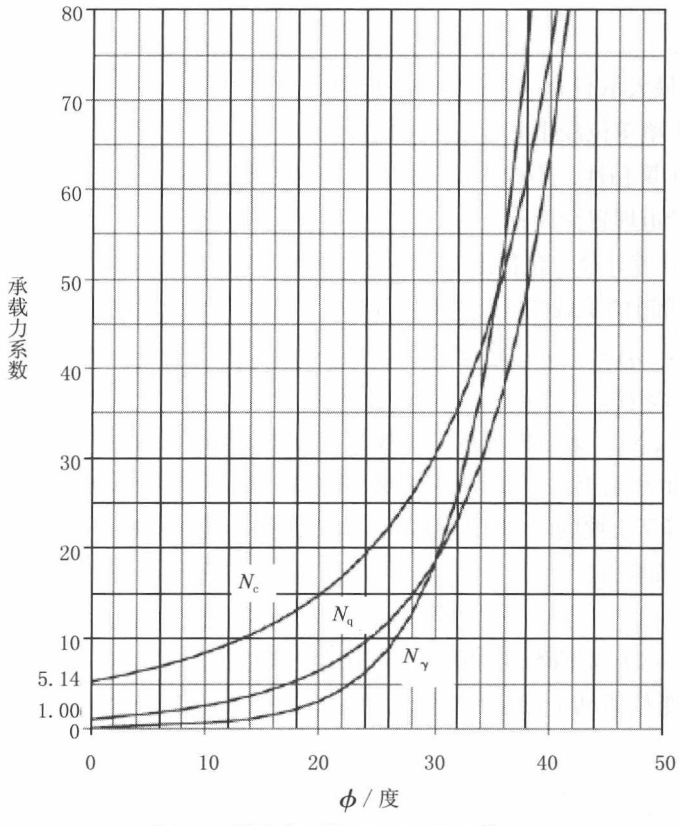


图 6.5　承载力系数 N_q、N_c 和 N_γ[6]

6.2.2.2　Verley and Lund 法 Verley and Lund Method

Verley and Lund[9] 采用了一系列行业研究数据，通过两个无量纲参数来表示标准化静态管道沉降 z/D。该公式将缘于管道自重而出现的埋置视为垂直载荷、

管径、不排水抗剪强度和土壤密度的函数。

$$\frac{z}{D}=0.0071\cdot\left(S\cdot G^{0.3}\right)^{3.2}+0.062\cdot\left(S\cdot G^{0.3}\right)^{0.7} \tag{6–8}$$

式中：

z 为海床沉降或埋置 /m；

S 为无量纲参数 F_c/（$D\cdot S_u$）；

G 为无量纲参数 S_u/（$D\cdot\gamma'$）；

F_c 为单位长度的垂直接触力，单位管道沉没重量 /（kN/m）；

D 为管道外径（m）；

S_u 为管道埋置深度土壤的不排水抗剪强度 /kPa；

γ' 为水中的土壤浸没密度 /（kN/m^3）。

式（6–8）在表 6.7 中所示参数范围之内有效：

表 6.7　式（6–8）的参数范围

相关参数	符号	数值
不排水抗剪强度	S_u	0.8~70 kPa
管道外径	D	0.2~1.0m
管道比重	S_G	1.06~2.5
标准化管道沉降	（z/D）	0.0~0.35
土壤阻力参数	G	0.02~5.0

Verley and Lund 公式的依据为 $S\ D^{0.3}$<2.5 时与相关数据的曲线拟合。对于 较大数值，该方法过度估算了沉降值。以下为一种可选的公式（线性）， 对于 $S\ D^{0.3}$ 的所有数值均有效：

$$\frac{z}{D}=0.09\cdot\left(S\cdot G^{0.3}\right) \tag{6–9}$$

6.2.2.3 浮力法 Buoyancy Method

该方法适用于放置在极软质粘土上的管道 [10]。浮力法假定，土壤没有强度且其特性像重质液体。对沉降值 z 的估算，要求土壤所致的管道浮力等同于垂直接

触力：

$$B = 2 \cdot \sqrt{D \cdot z - z^2}$$

$$A_s = (z/6B) \cdot (3 \cdot z^2 + 4 \cdot B^2) \qquad (6\text{–}10)$$

$$O = A_s \cdot L \cdot \gamma'$$

式中：

B 为管道接触土壤的宽度；A_s 是管道横截面沉降部分；O 是浮力。

6.2.2.4 Murff et al. 法（1989）[11]
Murff et al. Method （1989）

$$\frac{F_z}{R \cdot S_u} = 4 \cdot (1 + \Theta) \cdot \cos(\Theta) + 4 \cdot \left(\frac{z}{R}\right) \qquad (6\text{–}11)$$

式中：

F_z 为单位长度上所施加的垂直接触力；

R 为管道半径；

S_u 为土壤不排水抗剪强度；

Θ 为 $\sin^{-1}(1 - z/R)$；

z 为管道沉降。

6.2.2.5 Bruton 等法（2006）
Bruton et al. （2006）

在 SAFEBUCK JIP 项目中基于历史的和最新的模型试验数据而研发的 Bruton 等方法[12]，决定了载荷所产生的沉降值。

$$\frac{z}{D} = \frac{S_t}{45}\left(\frac{F_z}{D \cdot S_u}\right)^2 \qquad (6\text{–}12)$$

式中：

F_z 为单位长度所施加的垂直力（或有效沉没重量）；

D 为管道总外径，包括涂层；

S_u 为管道倒置处的土壤不排水抗剪强度；

S_t 为土壤敏感性；

z 为管道沉降。

图 6.6 为 Verley and Lund 法、Murff 等法和 Bruton 等法应用于软质粘土海床的

相互比较。Murff 等法[11]中所给出的模型试验数据也可用于参照。每一种方法所采用的输入参数亦参见图示。从中可以看出，用于 Murff 等法和 Verley and Lund[9]法的数值所生成的曲线与 Cathie 等[13]法所给定数值的曲线相同。采用 Bruton 等法所生成的曲线位于类似的范围之内。

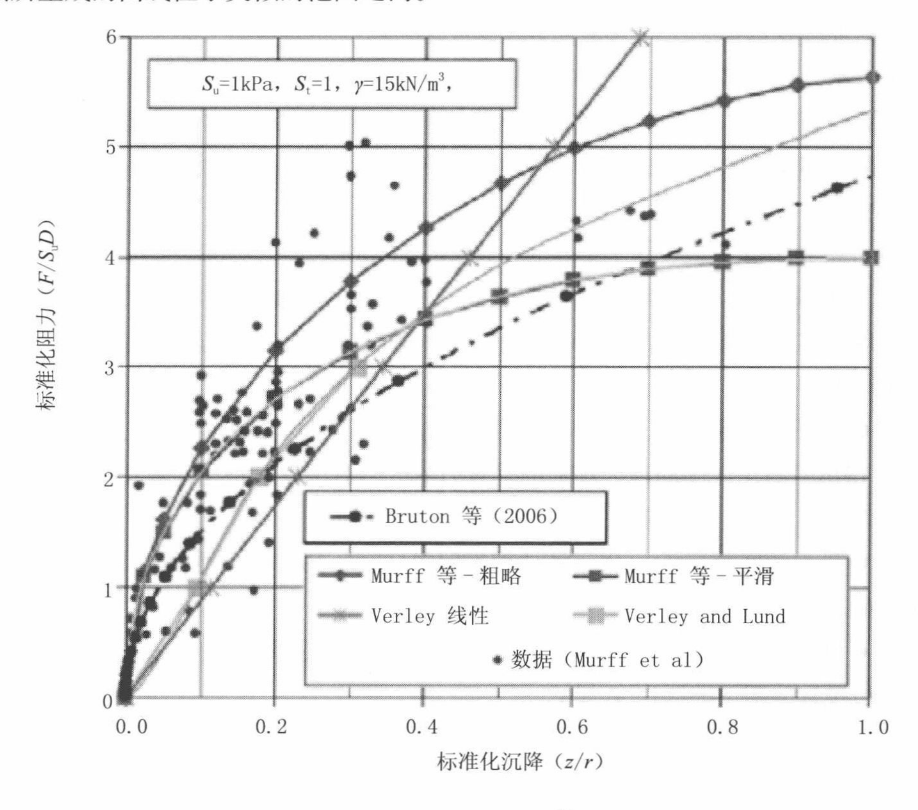


图 6.6　沉降模型比较[8]

6.2.3　铺设效应
Lay Effects

众所周知，管道铺设期间的静态管道沉没重量并非是沉降计算所需的合适参数。已有观察表明，铺设时的管道埋置明显高于基于静态重量承载力理论的公式所得到的结果。管道在泥土中的沉降更大是铺管过程中的载荷条件所致，源自管道接触力和管道移动。

管道埋置机制

管道在铺设期间的附加埋置缘于两个因素：触底点的应力集中和因动态效应而产生的周期性埋置。在管道铺设期间，不管是J形铺设、卷管铺设还是S形铺设，触底点附件的管与土之间的接触应力通常会超过管道的 静态沉没重量。影响接触时“超应力”程度的有：水深、土壤刚度、触底区域内管道的弯曲刚性和有效张力。管道附加埋置的第二个原因是管道在触底区域内的动态移动，即受到船舶运动和悬吊管水动力加载的驱使。这些载荷引起管道在海床上形成垂直与纵向运动的组合。管道铺设期间，任何周期性的管道移动都将导致海床沉积物的局部松软。另外，任何侧向移动都会把土壤推向管道的另一侧，从而形成狭窄的沟道，管道即可埋置其中。

分析和仿真

有关管道铺设的实际沉降的实例偶尔已有报道，如Lund的论文。通常是对静态埋置方法进行如下的乘法调整，来评估触底应力集中和动态触底运行的独立影响结果。

- 如图6.7所示，已铺设管道的重量p乘以与悬链线形状有关的集中系数F_{lay}，得出管与土之间的最大预期的垂直力$F_{\mathrm{lay,p}}$。对于软质粘土，典型的载荷应力集中系数F_{lay}为2~3之间。
- 最大触底载荷$F_{\mathrm{lay,p}}$用于评估管道埋置Z_{static}，其依据为预计中的最大静态触底载荷。
- 动态铺设效应需通过将Z_{static}乘以一个动态触底 系数f_{dyn}加以考虑，以最终达到所预计的铺设埋置程度[12]。

这种方法是习惯作法，但必须有实践经验，因为f_{dyn}的典型数值均落在2至10范围之内，对已铺设在相对较浅水域（深度<500m）的管道来说其依据是对已铺管道的调查与静态埋置计算之间进行比较。铺设作业所致的附加埋置在超过Z_{static}时，则取决于铺设过程的细节 和海床对所施加的周期性载荷的响应。

静态条件下载荷集中的无量纲解决方案[15]

图6.7为管道铺设期间的管道配置图示。标准悬链线解决方案与张力T_0的这些几何参数有关，即

$$\frac{T_0}{z_{\mathrm{w}}p}=\frac{\cos(\phi)}{1-\cos(\phi)} \tag{6-13}$$

在将触底边界条件包括其中之后，根据水深和铺设角度将无量纲张力表示为

$$\frac{T_0}{\lambda p}=\left(\frac{\cos(\phi)}{1-\cos(\phi)}z_{\mathrm{w}}\right)^{3/2}\left(\frac{p}{EI}\right)^{1/2} \tag{6-14}$$

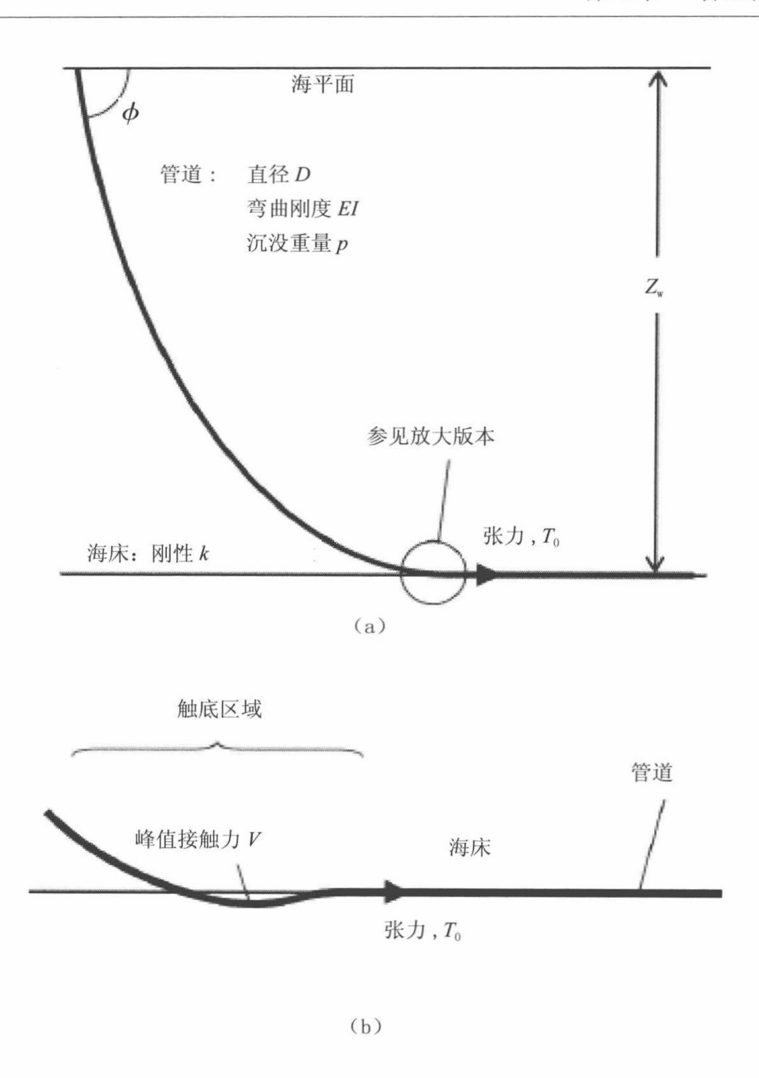


图 6.7　铺设期间的静态管道构形图示 [15]

（a）完整管道　（b）触底区域的放大版本

式中：

λ 为特征长度，表示为

$$\lambda = \sqrt{\frac{EI}{T_0}} \tag{6-15}$$

对于直径为 0.2~0.7m 的典型管道，T_0/（λp）的数值很少会小于 3，除非在小于 500m 的浅水水域或大于 85 度的非常陡的角度内。

标准化的最大接触力被表示为无量纲刚性的函数：

$$\frac{V_{\max}}{p}=0.6+0.4\cdot\left(\frac{\lambda^2 k}{T_0}\right)^{0.25} \tag{6-16}$$

图 6.8 中绘出了式（6–16）的解析解，其表示最大标准化接触力 Vmax/p 与无量纲刚性之间的关系。OrcaFlex 解答用于参照。

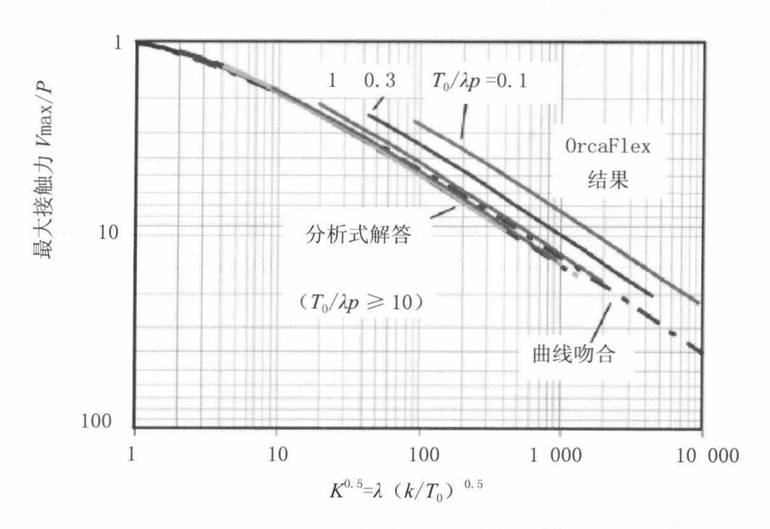


图 6.8 触底区域内的最大接触力 [15]

图 6.9 为满足下述条件 时沿着触底区域内海床的接触力分布：

- 水深：500~2 000m；
- 管道沉没重量：1.0~1.5 kN/m；
- 铺设角：83 度；
- $T_0/\lambda p$：3~20；
- 标准化刚性：6~450。

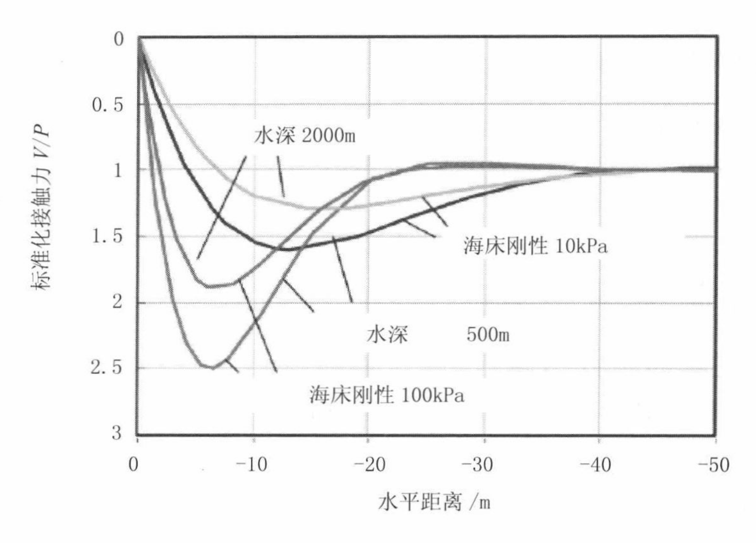


图 6.9　沿着触底区域内海床的接触力分布 [15]

6.3 管道在非粘性土中的沉降 Pipe Penetration in Non-cohesive Soils

6.3.1 初始沉降 Initial Penetration

6.3.1.1 Verley 法 [16] Verley Method

在非粘性土壤或砂中，初始埋置深度被定义为接触力、管道外径和土壤单位浸没重量 的函数。无量纲 初始埋置经由下式确定：

$$\frac{z_{\text{init}}}{D} = 0.037 \cdot K_{\text{e}}^{-0.67} \tag{6-17}$$

式中：

K_e 为所施加的垂直力 $k_e = \frac{\gamma' D^2}{W'}$ ；

D 为管道总外径，包括涂层；

γ' 为水中的土壤潜密度；适用于正常范围 7 000 N/m^3（非常松散）至 13 500 N/m^3（非常密实）；

W' 为单位长度管道沉没重量；

Z_{init} 为管道初始沉降（埋置）。

6.3.1.2 经典的承载力法 [6] Classical Bearing Capacity Method

承载力程序可用于评估管道在砂中的初步沉降。管道在砂中的沉降通常非常小。砂的粘性 α 通常为 0。因此，最大承载力的式（6–2）简化为

$$F_u = \gamma\ z\ N_q + \frac{1}{2}\gamma\ B\ N_\gamma \tag{6–18}$$

无量纲承载力系数 N_q 和 N_γ 均被视为摩擦角 φ 的函数，如图 6–5 所示。

6.3.2 液化土中的竖向稳定性 Vertical Stability in Liquefied Soil

浅水区内的海底管道其埋地设置是为了防止自身受到捕鱼器具或浮锚的损坏，以及提高不同海洋条件下的坐底稳性。在埋地管道的设计中，应包括对管道因海洋或地震事件设计条件下的土壤液化而存在潜在的漂浮和沉降进行评估事宜，因为这些问题会支配着管道比重、埋地深度和工程回填材料的选择。

土壤液化是周期性快速和正常加载所致的孔隙压力过大时的土壤强度损失。无粘性土壤和粘性土壤都会在重复性的周期性加载过程中损失抗剪阻力。粘性土壤会经历重塑过程并变得更软。土壤液化的原因包括：

- 波浪作用于接岸部分的海床上；
- 地震活动中的压力波浪；
- 安装作业活动中的快速冲击加载，如沟道挖掘和犁土；
- 管道的震动性运动；
- 海床下伏地层的气体逸出。

接岸设计中最需关注的是波浪所致的潜在液化，此时因波浪传播使土壤中的

剪切应力最大，而且难以将管道重新埋地或防止管道免于因连续暴露而受到机械损坏。地震活动所致的液化不同于波浪所致的液化。地震周期和延续时间远小于海洋波浪周期，但其载荷却来得更快、更强。此外，地震加载会导致海底斜坡坍塌，从而使埋地管道发生移位。

土壤液化危害到管道的稳性。如果管道已埋地设置且其比重低于液化土壤的比重，那么它会趋于上升至海面，此时它将承受波浪所致的各种力以及遭受可能的机械损坏。如果管道的比重大于液化土壤，那么它将趋于下沉，会使管道承受超压。当管道形成缺陷时，在高温高压下运行的管道可能会出现弯曲，而且土壤的约束力减低，会导致隆起屈曲。

在埋置深度处增强的管道浮力很大程度上取决于土壤的抗剪强度。在管道陷入软质粘土即最大陷入深度为其直径时，相对于周围介质的管道比重将减小，管道变得更轻。为防止液化土壤中的管道出现移动，管道既不能过重而下沉，也不能太轻而上浮。有待 埋地的管道应核查其可能的下沉或漂浮情形。应结合最大内含物密度来考虑下沉现象，如注水；而对漂浮现象的考虑应结合最小内含物密度，如充气。

有关埋地管道漂浮的各种力的通用式可定义如下：

$$B=W'+R$$

式中：

B 为因土壤中的累积孔隙压力过大而作用于 管道的上拔力；

W' 为管道沉没重量；

R 为土壤阻力。

对土壤中埋地管道的漂浮潜力已有许多研究[17,18,19]。下述关系式为管道比重的理想化范围，用于简化之用。

$$SG_{\text{pipe, max}} = SG_{\text{soil}} + 0.24\frac{S_{\text{ur}}}{D} \quad (6\text{-}19)$$

$$SG_{\text{pipe, max}} = SG_{\text{soil}} - 0.24\frac{S_{\text{ur}}}{D} \quad (6\text{-}20)$$

式中：

$SG_{\text{pipe,max}}$ 为管道不会出现下沉的最大比重；

$SG_{\text{pipe,min}}$ 为管道不会出现漂浮的最大比重；

SG_{soil} 为液化土壤的体积比重；

S_{ur} 为土壤的重塑抗剪强度；

D 为整体管径。

如果管道的实际比重落在上式所给定的范围之内，那么管道在液化土壤中将保持稳定。上式适用于初步工程设计。

6.4 管道的轴向载荷 – 位移响应 Axial Load–Displacement Response of Pipelines

在深水研发项目的设计中，管道轴向移动和非埋地管道的侧向屈曲已成为越来越重要的问题。因周期性热载荷 并结合有海床梯度和 SCR 轴向张力，轴向载荷在管道轴向移动和侧向屈曲的潜在研发中起到至关重要的作用。土壤对管道的侧向阻力决定了侧向屈曲的幅度，管道可以从已安装位置移动，在进入最终位置前滑行若干个直径距离。轴向和侧向上的峰值和残余阻力对设计而言均显重要。因土壤性能的不确定性，管道轴向移动和侧向屈曲分析需要一个上下限边界值范围。管道的轴向载荷 – 位移响应需根据“排水”或“不排水”模型进行典型评估，其取决于土壤类型和加载条件。两种模型均可以对峰值和残余阻力进行分别考虑。

图 6.10 为不同条件下与管道轴向位移相结合的不同轴向摩擦阻力。对于一般在不排水土壤条件下可见的“脆性”轴向阻力响应，通常经由“破裂”和“残余”轴向摩擦进行定义。破裂轴向阻力所描述的是最大摩擦在极小位移时呈线性关系的活动化情形。当管道在第一时间呈轴向移动或在一段时间静止后以某一速率移动而且该速率几乎足以产生过大的孔隙压力使土壤保持不排水性能时，则会出现明显的破裂峰值阻力。然而，一般在结合极限设置时间进行后续加载期间，并不可观察到该峰值，结果导致延性破裂响应，如图所示。一旦管道开始移动，摩擦响应将保持与残余摩擦阻力相同的水平，直到出现较大位移。残余轴向摩擦支配着管端的膨胀 / 收缩响应和每一次侧向屈曲的轴向扩展 / 缩减。如果管道位移发生得非常缓慢，不至于产生过大的孔隙压力，那么轴向土壤响应就呈现出“排水性能”，并逐渐增至明显较高水平的残余摩擦，图 6.10 所示绿色的力 – 位移曲线。根据 DNV 指南 [20]，一般来说，呈现为排水性能的土壤的轴向摩擦系数 为 0.6。

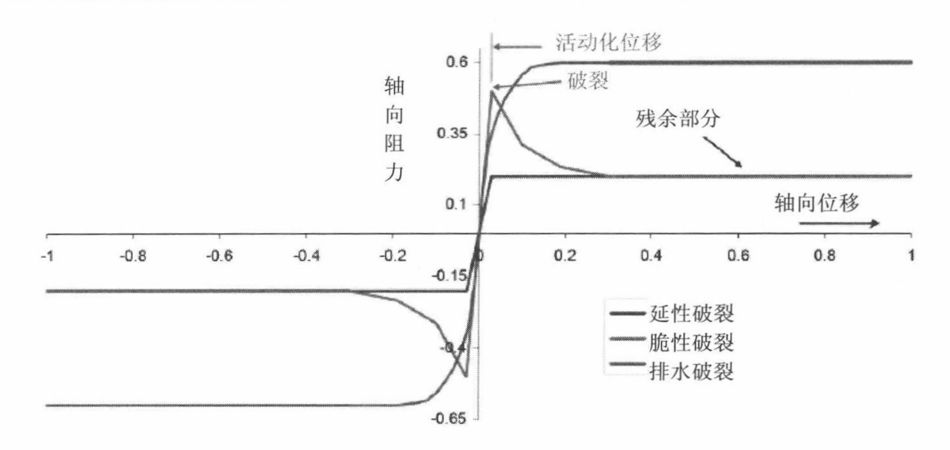


图 6.10　与管道轴向位移相结合的轴向摩擦阻力 [4]

6.4.1 粘性土 Cohesive Soil

阿尔法方法的依据为不排水模型，其假定剪切应力 αS_u 作用在管 - 土接触面上，此时的 S_u 为土壤的不排水抗剪强度；α 是整体摩擦系数，假定在破裂时峰值摩擦是 1.0；一旦已决定实施管道埋置，那么管道单位长度的轴向土壤阻力则可采用下式进行定义：

$$F_{axial}=\alpha S_u A \tag{6-21}$$

式中：

F_{axial} 为轴向阻力；

A 为围绕管道周边的单位长度管 - 土接触面积，其表示为 $2R\cdot \arccos(1-(z/R))$，其中 R 为管道半径，即 $R=D/2$。

α 为亦称为粘附系数。其反映了 S_u 和管 - 土剪切因铺设作业和管道表面的粗糙度而发生的任何变化。试验结果表明 [21]，间歇期之后的大多数轴向峰值阻力均与接近重塑抗剪强度的剪切应力相符。因此，残余轴向阻力在初始阶段相当于 $\alpha\approx 0.5$。有许多作者 [13] 对 α 值 提出了建议。为简化起见，可定义如下 [6]：

$$\alpha = 0.608 - 0.123S_u - \frac{0.274}{S_u^2+1} + \frac{0.695}{S_u^3+1} \tag{6-22}$$

式中：

S_u 的单位为 ksf。

可以看出，上述公式相对简单，但不排水模型则难以精确确定，因其主要取决于对界面抗剪强度和接触面的评估结果，而且涂层也起作用[4]。

● 抗剪强度受下述因素的控制：

①接触面上的抗剪强度；

②抗剪强度随深度的变化；

③因安装作业而重塑；

④固结和触变性效应。

● 接触面受管道位移和既往沉降的影响，可包括土壤隆起中形成的隆胀情形。根据 Cathie 等[13]，隆胀可在 $z/D = 0.25$ 左右的深度使接触面 加大 35%。

6.4.2 非粘性土 Non-cohesive Soil

非粘性土的轴向阻力可采用“贝塔”摩擦模型 进行定义。“贝塔”模型通过采用整体摩擦系数而使水平轴向阻力与所施加的垂向力相关：

$$F_{axial}=\mu \cdot W' \qquad (6\text{-}23)$$

式中：

F_{axial} 为轴向阻力；

μ 为整体摩擦系数；

W' 为垂向作用力（管道沉没重量）。

整体摩擦系数值？可根据下述关系式计算：

$$\mu=f_r\mu_a \qquad (6\text{-}24)$$

式中：

f_r 为楔入系数 $f_r=\dfrac{2\sin\theta}{\theta+\sin\theta\ \cos\theta}$ ，其中 $\theta=\mathrm{COS}^{-1}(1-2z/D)$；

μ_a 为整体摩擦系数；$\mu_a=\tan\varphi$，其中 φ 为管 - 土摩擦界面角（土壤摩擦角）。

式（6–24）也用于深水软质粘土的排水响应。已测得低应力水平下深水软质粘土的排水摩擦系数为 0.75（相当于 37° 摩擦角）[4]。管道 - 粘土相互作用一般会对快速移动的管道产生不排水响应，而对慢速移动的管道则是排水响应。不排水和排水响应均产生不同值的轴向响应。然而，从不排水状态过渡到排水状态，至今仍无法完全明白。

6.5 管道的侧向载荷 - 位移响应 Lateral Load–Displacement Response of Pipelines

从常规来看，管道坐底稳性设计的基础是水动力与土壤侧向阻力之间的静态平衡。在这一方法中，土壤侧向阻力通常采用库仑摩擦模型通过将垂向作用力（管道的沉没重量）乘以土壤摩擦系数的方式进行估算。然而，所测得的土壤侧向阻力表明，土壤力值远高于仅根据土壤摩擦系数而得的分析值。这一差异性说明，针对管道侧向移动需在土壤阻力中纳入其他的参数。尤为特殊的是，因管道沉没重量和所产生的动态管道铺设力，并结合粘土固结和管道振动所致的管道后续沉降之故，管道的初始埋置表明对相对于管道侧向运动的土壤阻力有明显影响。

从传统来看，对粘土中的侧向管 - 土阻力的评估已采用了包括两部分内容的公式：第一部分与用于轴向管 - 土相互作用的“排水”模型相类似，而第二部分则在其形成时含有被动 的土壤阻力，以顾及额外的侧向稳性，这是通过管道沉降入土壤而获得的，诸如土壤隆起的阻力。总之，侧向土壤阻力 F_L 由 F_F 和 F_R 组成，其中的 FF 为管道沉没重量和管 - 土侧向摩擦系数的线性函数，而 F_R 则取决于管道载荷历史所致的管道埋置情况，即：

$$F_L=F_F+F_R \quad (6\text{–}25)$$

式中：

F_L 为土壤总侧向阻力；

F_F 为滑动阻力所致的侧向摩擦力，由下式给出：$\mu_L W'$；

μ_L 为侧向摩擦系数，假定粘性土的数值取 0.2；

F_R 为土壤侧向被动阻力。

Brennodden and Stokkeland[22] 以及 Verley and Lund[9] 建议将这些公式应用于基于该模型的侧向土壤阻力，其中的第二项 F_R 则结合不同的公式进行评估。这些模型主要为管道稳性的评估而研发，其下限值的应用系出于保守之故。作为 SAFEBUCK 的一部分，Bruton 等人 [12] 最近提出建议，即根据试验结果采用该模型的细化版。下述几节将描述应用于侧向土壤阻力评估的相关方法。

6.5.1 粘性土
Cohesive Soil

6.5.1.1 经典岩土理论
Classic Geotechnical Theories

对于不排水抗剪强度低的软质粘土，管道埋置相对动作较大，因此对侧向土壤阻力作用较大。因触底位置的动态效应和管道移动，管道铺设过程会引起软质土壤的重塑。50% 原始土壤强度的重塑强度通常被用在软质粘土的分析之中，而且还被用于评估出油管已铺设条件下的侧向土壤阻力。土壤敏感性系抗剪强度与土壤的重塑抗剪强度之比。

结合了经计算得出的与已铺设条件相关的管道沉降值，单位长度管道的侧向阻力可表示如下：

$$F_L = \begin{cases} N_{CH} \cdot S_{u\text{-reg}} \cdot D & \text{若 } Z \geqslant D \\ N_{CH} \cdot S_{u\text{-reg}} \cdot z & \text{若 } Z < D \end{cases} \qquad (6\text{–}26)$$

式中：

N_{CH} 为侧向承载力系数[2]；

S_{u_reg} 为重塑土壤的不排水抗剪强度。

侧向承载力系数可采用如图 6.11 所示加以确定，其表示 N_{CH} 与埋置比（z/D）之间的关系。

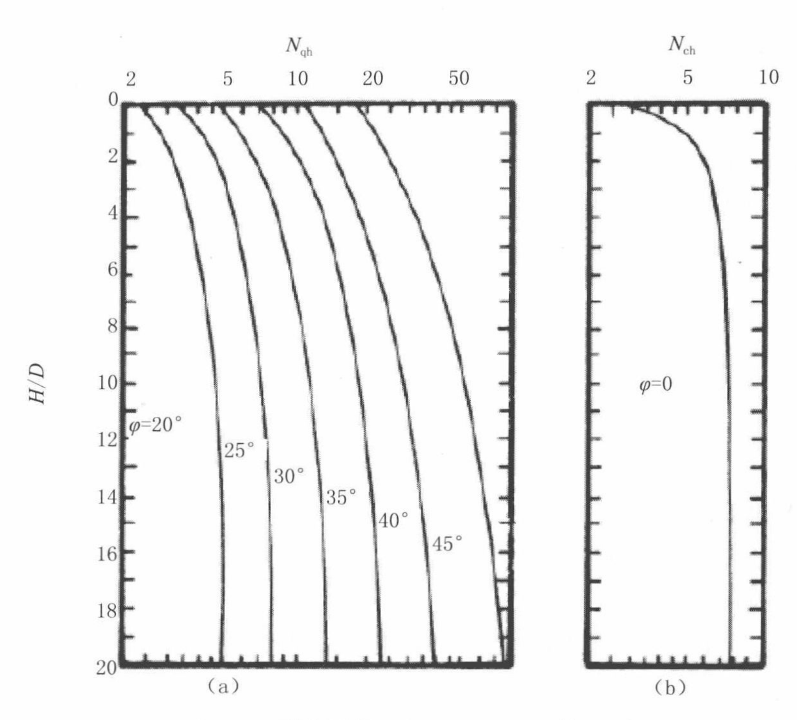


图 6.11　不同土壤的 Hansen 承载力系数 N_{qh} 和 N_{ch}

（a）颗粒状土　（b）粘性土

6.5.1.2　Verley and Lund 法 Verley and Lund Method

Verley and Lund[9] 研发了土壤阻力模型，可适用于粘性土上的管道铺设作业。已从许多大型和小型实验室试验以及一些数字分析中采集了相关数据。根据 Verley and Lund 模型，取粘性土的侧向摩擦系数为 0.2，得出滑动力。对所有粘土而言，给定管道沉降中的侧向土壤阻力的最大值 可表示如下：

$$F_R = 4.13 D S_u G^{-0.392} \left(\frac{z}{D} \right)^{1.31} \quad (6\text{–}27)$$

式中：

无量纲参数$G = \dfrac{S_u}{D \cdot \gamma_s}$。

这一土壤阻力模型系依据给定沉降而建立，其应根据式（6–8）及其参数范围进行计算。

6.5.1.3 时变阻力法 Time-Dependent Resistance Method

Brennoddenn and Stokkeland[22] 为 Troll 第一阶段发展实施了一些全尺寸模型试验。这些模型试验的结果揭示了峰值土壤阻力有显著的增长，不管是轴向的还是侧向的，并在土壤固结方面时间延长。建议在计算土壤的最大侧向阻力时采用下述方法。

$$F_{l,\max} = k_{\max} \cdot \left(\mu \cdot q_s + \beta_{\max} \cdot S_u \cdot \frac{A_c}{D} \right) \tag{6-28}$$

$$F_{l,\text{residual}} = k_{\text{residual}} \cdot q_s \cdot \left(\mu + \beta_{\text{residual}} \cdot \lambda \right) \tag{6-29}$$

式中：

μ 为摩擦系数（软质粘土为 0.2）；

k_{max}, $k_{residual}$ 为取决于破裂速率和管径的无量纲经验系数。对于 Troll 条件，相关系数分别为 0.8 和 0.6；

β_{max}, $\beta_{residual}$ 为取决于不排水抗剪强度的无量纲经验系数。对于 Troll 条件，相关系数分别为 1.47 和 1.09；

λ 为无量纲重量参数 $=\rho_W \cdot D^2/q_s$；

ρ_W 为海水密度；

q_s 为管道的单位沉没重量；

A_c 为管 - 土接触面 $2R \cdot a\cos(1-z/R)$。

这些公式也可简化如下：

轴向土壤阻力（kN/m）：

$$F_{a,max}=1.05 \cdot A_c \cdot S_u \tag{6-30}$$

侧向土壤阻力（kN/m）：

$$F_{l,max}=0.8 \cdot (0.2 \cdot F_c+1.47 \cdot S_u \cdot A_c /D) \tag{6-31}$$

式中：

F_c 为垂直接触力 /（kN/m）；

A_c 为 $2 \cdot R \cdot a_{rc}\cos(1-z/R)$（$m^2$）；

z 为海床沉降 /m；

S_u 为不排水抗剪强度 /kPa。

6.5.1.4 Bruton 等人法 Bruton et al. Method

Bruton 等人 [12] 法的公式完全与式（6–12）两部分内容具有同等的关系，但相关项系根据经验法实施并予采用。经更新的模型将通常影响 $S_u \cdot D$ 的水平力和垂向力联系。峰值破裂阻力系根据下式计算：

$$h_{brk} = 0.2v + \frac{3}{\sqrt{\frac{S_u}{\gamma' D}}} \frac{z_{start}}{D} \tag{6–32}$$

式中：

h_{brk} 为标准化峰值破裂阻力 $=H_{brk}/(S_u \cdot D)$；

H_{brk} 为峰值破裂力 /（kN/m）；

S_u 为管道倒置处的不排水抗剪强度 /（kN/m^2）；

D 为管径 /m；

v 为标准化的有效垂直载荷，$v=F_z/(S_u \cdot D)$；

F_z 为垂直载荷 /（kN/m）；

γ' 为有效的土壤单位重量 /（kN/m^3）；

z_{start} 为开始时管道沉降进入土壤。

残余阻力可采用下式计算：

$$\frac{h_{res}}{v_{res}} = 1.0 - 0.65 \cdot \left[1 - \exp\left(-0.5 \cdot \frac{S_{u,1D}}{\gamma' \cdot D}\right)\right] \tag{6–33}$$

式中：

h_{res} 为标准化残余破裂阻力 $=H_{res}/(S_u \cdot D)$；

H_{res} 为残余破裂力；

$S_{u,1D}$ 为 1 米深不排水抗剪强度；

D 为管径；

v_{res} 为标准化的残余有效垂直载荷，$v=F_{z,res}/(S_u \cdot D)$；

F_z 为垂向载荷；

γ' 为有效的土壤单位重量。

式（6–32）和式（6–33）系峰值和残余侧向阻力的简化导出式。然而，管道后面的吸力可支配峰值阻力，尽管相应的关系并未出现在 Bruton 等人 [12] 的方法中。另外，有必要对激活这些单独阻力所需的位移进行预测。

6.5.2 非粘性土 Non-cohesive Soil

非粘性土的侧向土壤阻力一般由两部分组成：纯库仑摩擦 F_F 和被动阻力 F_R，其因随管道侧向移动而产生土壤沉降。纯库仑摩擦部分也称为滑动阻力，其由 $\mu_L W'$ 给出。典型的被动土壤阻力模型由四个不同区域组成[20]:

（1）弹性区，其侧向位移一般小于管径的 2%。

（2）可明显感觉到位移的区域，在砂和粘性土中最大至管径的一半，其中管－土相互作用导致沉降变大，因此在被动土壤阻力中也是如此。

（3）破裂后区域，此时的阻力和沉降均减小。

（4）通常在位移超出一个管径时，可假定被动阻力和沉降是恒定不变的。

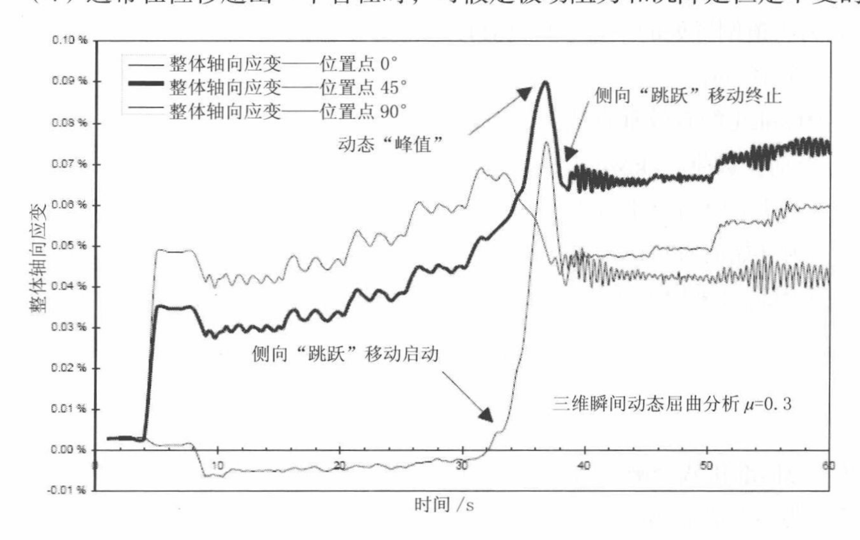


图 6.12　土壤中管道的被动阻力[20]

图 6.12 为四个区域内的被动阻力。在弹性区，$Y \leqslant Y_1$，砂的刚性 k 可取值 50–100 N/m。刚性随砂的密度而增加。沉降是恒定的，等于初始沉降。在第二个区域，$Y_1 < Y \leqslant Y_2$，沉降增加，因此被动阻力也加大。如果位移超过 Y_2，那么假定管道出现破裂。破裂阻力 F_{R2} 的数值不可进行推理计算，因其取决于 Y_1 和 Y_2 之间区域内的累积管道位移。

从 Y_2 破裂值开始，沉降呈线性减小，直至 $Y = Y_3$ 时该数值的一半，而被动阻力也相应降低。对于第四个区域，侧向位移大于 Y_3，可假定 沉降和被动阻力为恒

定不变。

砂的被动阻力 F_R 可表示如下：

$$\frac{F_R}{F_C}=\begin{cases}\left(5.0\cdot k_s-0.15\cdot k_s^2\right)\cdot\left(\dfrac{z_p}{D}\right)^{1.25} & \text{，若 Ks} \leqslant 26.7\\ k_s\cdot\left(\dfrac{z_p}{D}\right)^{1.25} & \text{，若 Ks} > 26.7\end{cases} \tag{6-34}$$

式中：

$$k_s=\frac{\gamma' D^2}{W'-F_z}\quad ;$$

F_c 为管土之间的垂直接触力 $F_c = W'-F_z$；

F_z 为垂直水动力提升载荷。可在整体屈曲分析中忽略不计。

6.5.3 侧向屈曲“轻”管和“重”管 ‘Light’ and ‘Heavy’ Pipes of Lateral Buckles

呈侧向屈曲的管道可分类为“轻型”、“中型”和“重型”管道，其依据为如图 6-13 所示的侧向响应。土壤破裂之后，在先于管道侧向移动的土壤隆起过程中，观察到三类大幅度侧向响应，其图示说明了取决于出油管重量与海床强度之比的侧向响应 $V/S_u D$，此时 V 为所施加的垂向力或单位长度有效沉没重量，系式（6-12）中的 F_z。

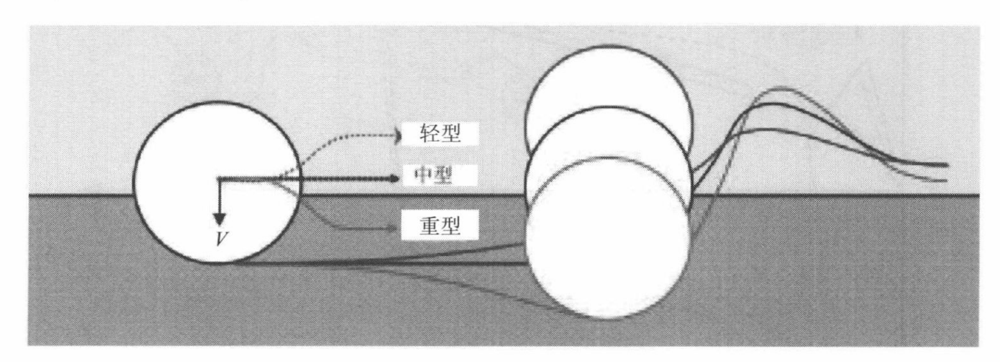


图 6.13　管道侧向响应 [23]

V/S_uD <1.5 时，管道被归类为“轻型”管道。试验结果表明，在首次侧向移动期间，管道 在破裂之后上升至海床表面，如图 6.14（a）所示。随着管道的上

升以及与管道后面的土壤失去接触即消除拉伸约束后，侧向阻力则从破裂值减小至稳定的残余阻力值。

V/SuD >2.5 时，管道被归类为“重型”管，在达到初始破裂阻力之后，一般向下移动。这一向下移动与先于管道的土壤隆起相结合，致使侧向阻力稳定增加，如图 6.14（b）所示。

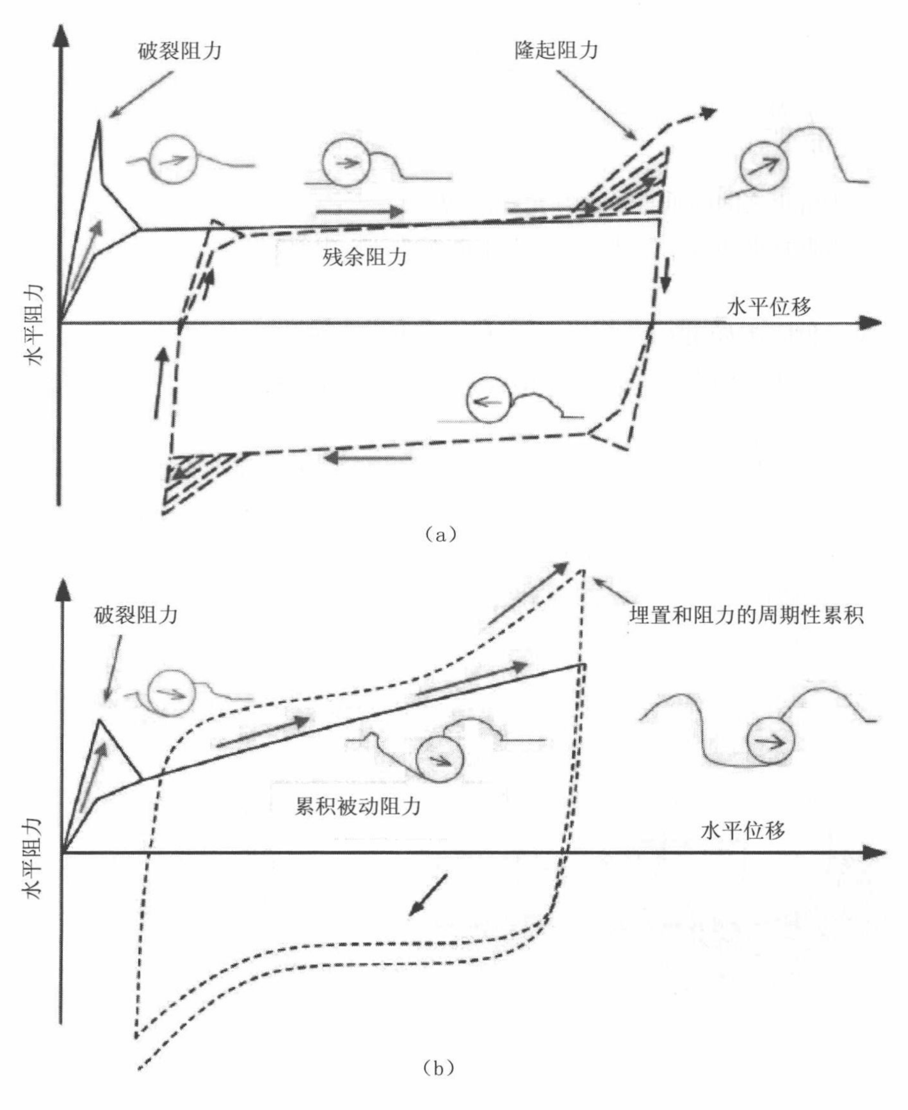


图 6.14 “轻型”和“重型”管的侧向管 - 土响应[24]

（a）轻型管 （b）重型管

6.5.4 侧向屈曲导致的土壤隆起 Soil Berms of Lateral Buckles

由于管道受周期性热载荷的作用而出现热膨胀和收缩，因此管道呈周期性地来回穿越海床的同一部位。表面土壤则在 管道位移范围的极值处形成隆起。图 6.15 为土壤隆起的效果，是对在周期性热载荷作用下的管道侧向屈曲的数字分析实例。模型中无土壤隆起(a)的管道屈曲构形与包括了土壤隆起(b)在内的情形进行比较。如果土壤隆起忽略不计，可假定侧向阻力在侧向位移持续进行时保持恒定不变。基于这一侧向响应的数字建模表明，屈曲的幅度在每一周期都会增加。如果将土壤隆起包括其中，土壤隆起则限制了屈曲的增长，使得周期性位移在多个周期内几乎保持不变，如图 6.15（b）所示。在应力范围内隆起水平固定，其值接近于首个周期的值; 与此相反，由于屈曲波长增加，忽略隆起的影响将使应力范围减小。忽略了隆起的设计计算可能会低估管道中所产生的 疲劳破损。

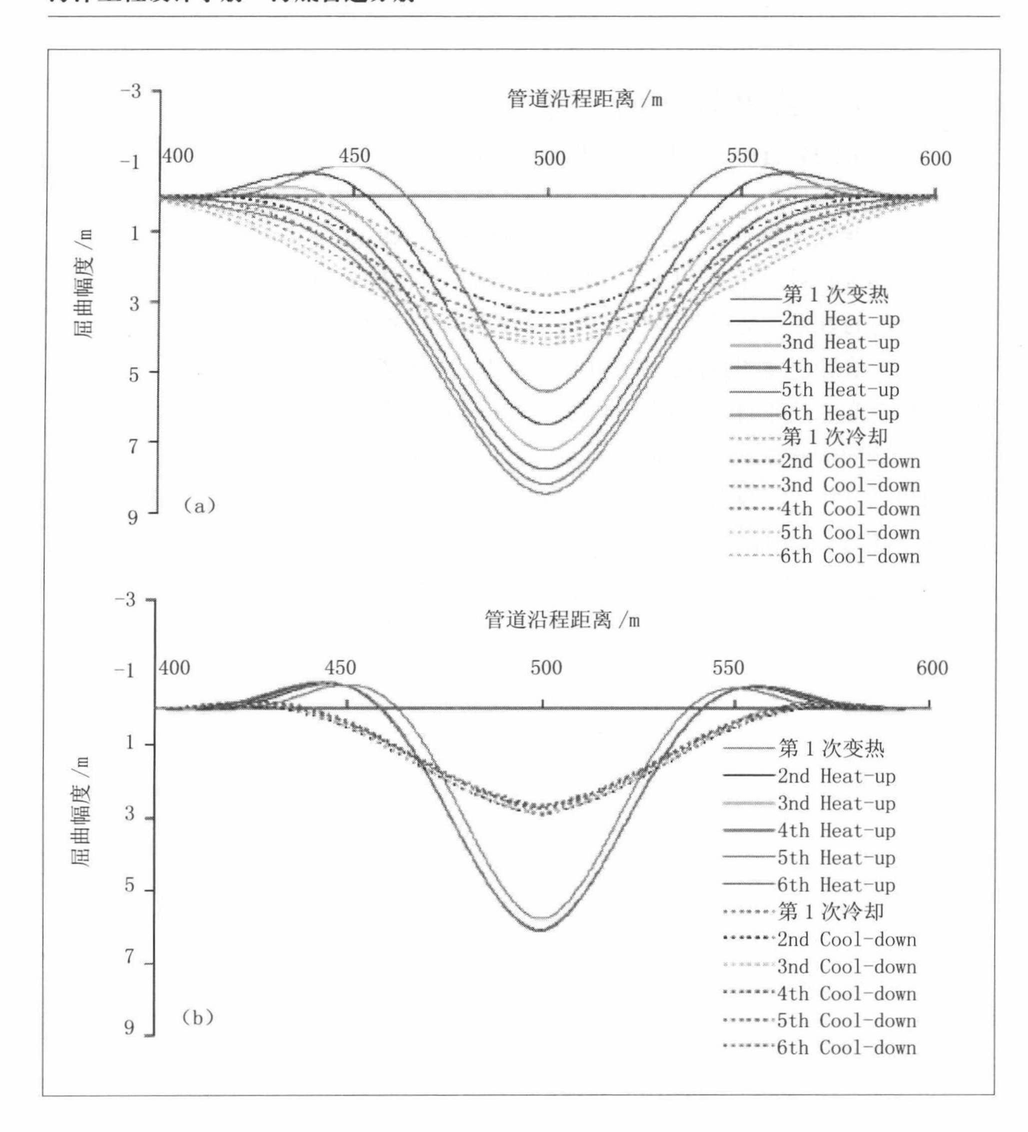


图 6.15　无隆起（a）和含有隆起（b）的管道屈曲构形 [4]

6.6 参考文献 References

[1] N.I. Thusyanthan, Seabed Soil Classification, Soil Behaviour and Pipeline Design, OTC 23297, 2012.

[2] K. Terzaghi, and R.B. Peck, Soil Mechanics in Engineering Practice, Second Edition, John Wiley and Sons, New York, 1967.

[3] BS, Code of Practice for Pipelines, Part 2 Subsea Pipelines, BS PD 8010-2, 2004.

[4] D. A. S. Bruton, D. J. White, M. C. Carr, and C. Y. Cheuk, Pipe-Soil Interaction During Lateral Buckling and Pipeline Walking - The SAFEBUCK JIP, OTC 19589, 2008.

[5] Brown & Root, AGA Submarine Pipeline On-Bottom Stability - Analysis and Design Guidelines, Vol. 1, 1993.

[6] ALA-ASCE, Guidelines for the Design of Buried Steel Pipe, 2001.

[7] DNV, Free Spanning Pipelines, DNV-RP-F105, 2006.

[8] T. Langford, R. Dyvik and R. Cleave, Offshore Pipeline and Riser Geotechnical Model Testing: Practice and Interpretation, OMAE2007-29458, 2007.

[9] R. Verley, and K. M. Lund, A Soil Resistance Model for Pipelines Placed on Clay Soils, Proceedings of OMAE ,95, Vol. 5, Pipeline Technology, 1995.

[10] Y. Bai, and Q. Bai, Subsea Pipelines and Risers, Elsevier Ltd., ISBN: 978-0-08-044566-3, 2005.

[11]J. D. Murff, D. A. Wagner, and M. F. Randolph, Pipe Penetration in Cohesive Soil, G é otechnique, 39, No. 2, pp. 213 - 229, 1989.

[12] D. A. S. Bruton, D. J. White, C. Y. Cheuk, M. D. Bolton, and M. C. Carr; Pipe-Soil Interaction Behavior during Lateral Buckling Including Large Amplitude Cyclic Displacement Tests by the SAFEBUCK JIP, OTC17944, 2006.

[13] D. N. Cathie, J. C. Jaeck and J. F. Wintgens, Pipeline Geotechnics - State of the Art, International Symposium on Frontiers in Offshore Geotechnics, 2005.

[14] K. M. Lund, Effect of Increase in Pipeline Penetration from Installation, Proc. Conf. on

Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2000-PIPE5047, 2000.

[15] M. F. Randolph and D. J. White, Pipeline Embedment in Deep Water: Processes and Quantitative Assessment, OTC 19128, 2008.

[16] R. Verley, and T. Sotberg, A Soil Resistance Model for Pipelines Placed on Sandy Soils, Proceedings of OMAE"92, 1992.

[17] H. Gravesen, and J. Fredsoe, Modelling of Liquefaction, Scour and Natural Backfilling in Relation to Marine Pipelines, Offshore Oil and Gas Pipeline Technology, European Seminar, Copenhagen, February, 1983.

[18] D. Bonjean, C. Erbrich, and J.Zhang, Pipeline Flotation in Liquefiable Soil, OTC 19668, 2008.

[19] S. N. Endley, and A. K. Potturi, and P. M. Rao, An Experimental Study of Pipeline Flotation, OTC 19918, 2009.

[20] DNV, On-bottom Stability Design of Submarine Pipelines, DNV-RP-F109, 2007.

[21] D. J. White, S. A. Ganesan, M. D. Bolton, and et al., SAFEBUCK JIP - Observations of Axial Pipe-soil Interaction from Testing on Soft Natural Clays , OTC 21249, 2011.

[22] H. Brennodden, and A. Stokkeland, Time-Dependent Pipe-Soil Resistance for Soft Clay, OTC 6486, 1992.

[23] A. J. Hill and H. Jacob, In-Situ Measurement of Pipe-Soil Interaction in Deep Water, OTC 19528, 2008.

[24] D. A. S. Bruton, D. J. White, T. Langford, and A. J. Hill, Techniques for the Assessment of Pipe-Soil Interaction Forces for Future Deepwater Developments, OTC 20096, 2009.

第 7 章　管道周围的水动力学

Hydrodynamics around Pipes

7.1 引言 Introduction

7.1.1 概述 General

海底的环境条件在几乎所有海底结构物的设计中都至关重要，包括海底管道和立管。与海底管道和立管相关的环境数据包括：①波浪高度、时间周期和方向。波浪可在海底结构物上产生水动力。②风速和方向，可驱动海流。③ 海流和方向，也会在海底结构物上产生水动力载荷。此类环境数据可用于以下海底管道和立管分析：

- 管道稳性分析；
- 管道悬跨分析；
- 管道安装分析；
- 立管分析和设计；
- 海床土壤稳定性和液化分析。

海底管道和立管设计常使用两种波浪分析方法：时域分析和频域分析。海底管道和立管设计多用时域分析。波浪载荷由典型不规则波产生，可通过波高和相应的时间周期对不规则波进行描述。时域分析的优点是数据处理和应用较为简便。海底管道设计中针对安装的时域分析可基于 1 年重现期波浪的有效波高和相应周期，针对整个生命周期的设计（例如坐底稳性）则需基于重现期为 100 年的波浪。

7.1.2 波浪数据处理 Wave Data Processing

时域分析通常从波浪数据中提取有效波高和平均过零波浪周期特征。有效波高参数被广泛应用于海岸工程，可对波浪状态进行定义和建模。

有效波高 H_s 为三分之一最高波的均值。如果是窄带高斯过程，那么有效峰间波高可计算为过程零阶矩 m_0 的四倍。

$$H_s = 4.0\sqrt{m_0} \tag{7-1}$$

式中：m_0 为波浪功率谱的零阶矩；H_s 是海底管道工程中使用最多的波高度量方法，也是波浪状态的一个重要参数，可说明特定波浪状态的波浪能量。

最大波高 H_{max} 为单个波浪超越一组波浪的概率，可通过瑞利密度分布得到，如图 7.1 所示。有效波高则由波高统计数据（阴影部分的均值）确定。

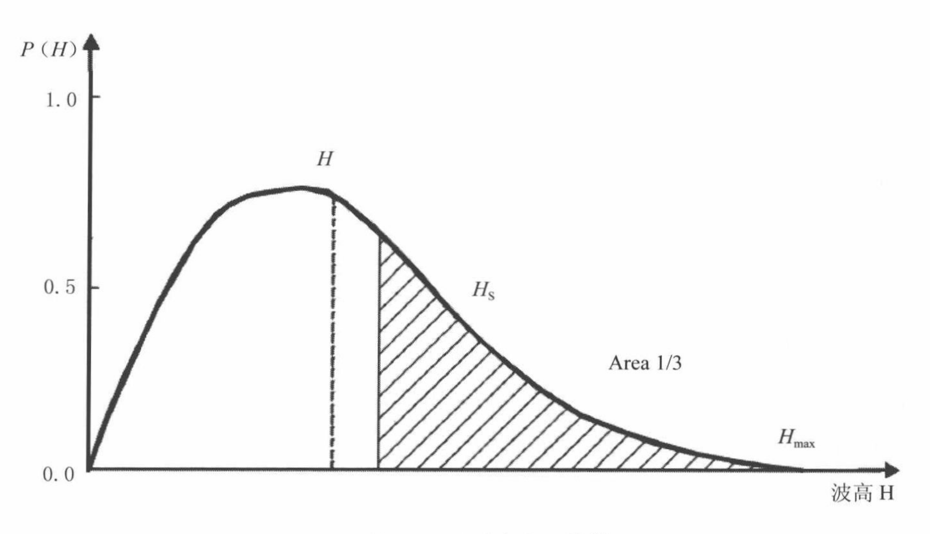


图 7.1　瑞利密度函数 [1]

根据瑞利分布，波高可计算如下：

$$H_s \cong 1.6H_{mean} \tag{7-2}$$

$$H_{max} \cong 1.86H_s \cong 3H_{mean} \tag{7-3}$$

式中 H_{max} 为根据 H_s 得出的概率最高的最大波高。系数 1.86 是基于假定典型波浪周期为 10s，即 3 小时波浪状态将有 1 000 个波浪通过设计位置。但最大波高需限制在水深的 0.78 倍，即达到碎波的极限。常用的另一个参数是有效波浪周期 T_s，为记录的所有波浪周期中三分之一最高波的平均周期。

近似窄带高斯过程可以较好地描述波浪，这是因为波峰振幅通常要比波谷振幅更大。尽管瑞利分布可以对波高分布进行合理建模，但其对波峰振幅估计过低。瑞利分布波高特征如表 7.1 所示。

表 7.1　基于瑞利分布的特征波高

特征高度	H/H_{rms}	$H/\sqrt{m_0}$	H/H_s
标准偏差	0.354	1	0.25
RMS 波高	1	2.828	0.707
平均高度	0.866	2.507	0.626
有效高度 $H_{1/3}$	1.416	4	1
十分之一最高波的均值 $H_{1/10}$	1.8	5.091	1.271
百分之一最高波的均值 $H_{1/100}$	2.359	6.672	1.667

有效波高和波浪周期是广泛使用的参数，因而需要注意通常有几个定义都可用于说明波浪周期。特别是对于波浪上升过程，经常用峰值周期和零上切波周期替代有效波浪周期。峰值周期 T_p 是包含能量最大的波浪周期，对于通过波浪谱定义波浪模型特别重要，当描述不规则随机波浪状态时常常使用。零上切波周期 T_z 为水面连续两次向上越过平均水位线所需时间的平均值。

7.2 波浪理论 Wave Theory

7.2.1 概述 General

本节所述的大部分理论和公式都来自 Faltinsen（1990）、Gran（1992）和 Langen 等 .（1997）[2-4]。

在 x 轴正向定义 2D 规则长峰波浪传播时所用的参数如图 7.2 所示。

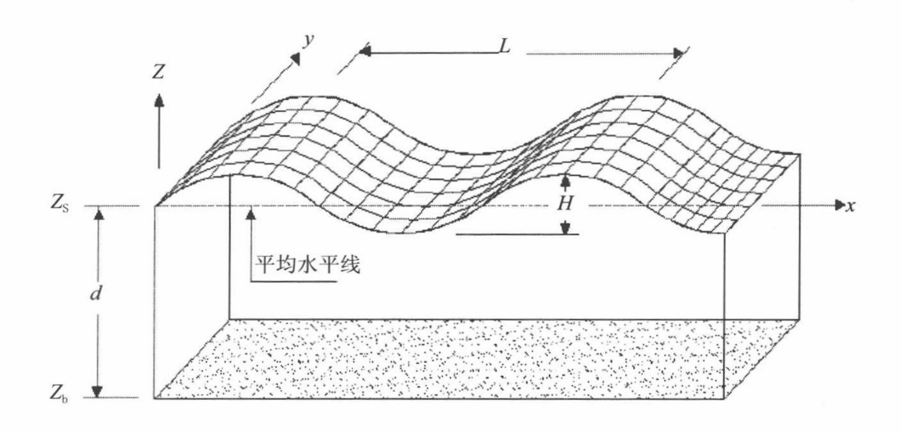


图 7.2　定义 2D 规则波浪的参数

式中：

L 为波长；

H 为波高；

d 为水深，通过 $z_s - z_b$ 计算得出；

a 为波幅（*H*/2）；

T 为波浪周期；

g 为重力加速度；

t 为时间；

x 为波浪传播方向。

波浪频率由下式定义：

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \tag{7-4}$$

波数可表达为

$$k = \frac{2\pi}{L} \tag{7-5}$$

根据势波理论，表达波浪周期和波长之间关系的色散关系可由下式给出：

$$\frac{\omega^2}{gk} = \tanh(kd) \tag{7-6}$$

波浪理论的有效性通常可通过图进行量化，如图 7.3 所示。这是得到广泛认可的波浪理论适用性说明图，海岸工程规范经常使用。可基于三个参数选择波浪理论：波高 H、波浪周期 T 以及图中的水深。

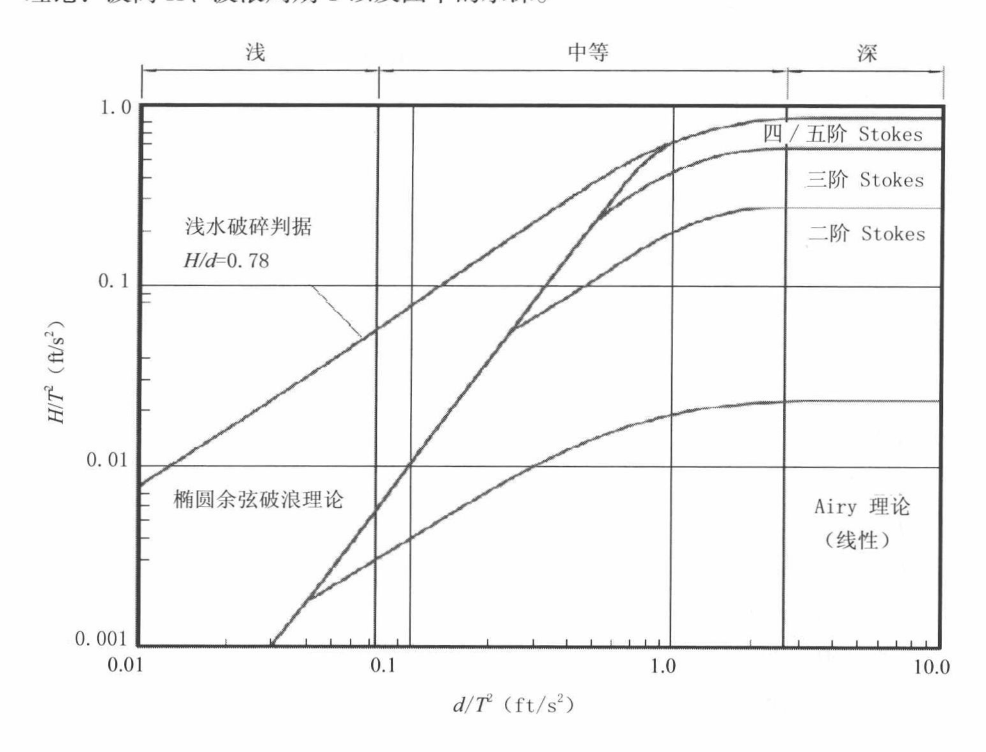


图 7.3　波浪理论的有效范围 [5]

将水深分为浅、中等和深是相对度量，并取决于波浪周期。纵座标 H/T^2 是波浪陡度的度量，与波面角度相关。如图 7.3 所示的不同波浪理论通常可分为两类：线性波浪理论（Airy）和非线性波浪理论（椭圆余弦和 Stokes）。图 7.3 说明在深水中，线性波浪理论适用的波浪陡度可以达到 0.02 ft/s^2，随着深度减小其应用限制逐渐增加。

Airy 和 Stokes 波浪理论都是最简单的理论，将水 / 空气界面的形状描述为时间的函数。Airy 波浪理论使用正弦函数表达波面，而 Stokes 波浪理论通过五阶正弦级数扩展了波面描述。这是最简单的波浪理论，但适用范围很广。

对于浅水中经常遇到的较陡波浪，Stokes 波浪理论可提供更好的近似。椭圆余弦波浪理论在稍深一些的水中近似程度较好。

对海上结构物进行疲劳极限状态分析时，需特别关注每天的平均波浪环境。此类波浪环境的特征通常为波浪相对较小，波浪陡度也较小，因而使用线性波浪理论是合理的。

为了确定什么波浪理论最适用于表达波浪作用导致的近海底运动，业界已经进行了广泛研究。Dean 等（1986）认为对于较大范围的相对水深和波浪陡度，线性波浪理论都能为近海底运动提供较好的预测[6]。能够较好预测一个原因是，对于自由液面以下的深度，较高阶波浪理论所考虑的非线性的影响降低了。Kirkgoz（1986）也发现对于接近破碎点的波浪，线性波浪理论可合理预测近海床水质点的速率[7]。因而对于较大范围的波高、周期和水深，将线性波浪理论应用于近海床物体是适当的。通过线性波浪理论可将计算流体速度和表面波加速度转移到海床面。

7.2.2 线性波浪理论
Linear Wave Theory

线性波浪理论最早由 Airy 在 1845 年发表，因而也称为 Airy 波浪理论。线性波浪理论假定波浪由小振幅（与波长相比）波构成，所以常常称作小振幅波浪理论。线性波浪理论的其他假定包括：

- 不可压缩的均匀流体；
- 忽略表面张力和科里奥利力；
- 表面压力均匀恒定；
- 无粘性的理想流体；
- 水平不透水海床；
- 长峰波浪（2D 方法）；
- 无漩涡流体运动。

7.2.2.1 规则长峰波浪
Regular Long-crested Waves

图 7.4 为 2D 规则长峰波浪，根据其振幅和频率定义绘制，波浪运动表达式为：

$$\eta=a\cdot\sin(\omega t-kx+a) \tag{7-7}$$

x 轴方向的流速分量：

$$v_x = \frac{agk}{\omega} \cdot \frac{\cosh\left(k\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(kd\right)} \cdot \sin\left(\omega t - kx + \alpha\right) \tag{7-8}$$

z 轴方向的流速分量：

$$v_z = \frac{agk}{\omega} \cdot \frac{\sinh\left(k\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(kd\right)} \cdot \cos\left(\omega t - kx + \alpha\right) \tag{7-9}$$

x 轴方向的流体加速度分量：

$$a_{\mathrm{x}} = agk \cdot \frac{\cosh\left(k\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(kd\right)} \cdot \cos\left(\omega t - kx + \alpha\right) \tag{7-10}$$

z 轴方向的流体加速度分量：

$$a_z = -agk \cdot \frac{\sinh\left(k\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(kd\right)} \cdot \sin\left(\omega t - kx + \alpha\right) \tag{7-11}$$

动态压力：

$$p_{\mathrm{dyn}} = \rho ag \cdot \frac{\cosh\left(k\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(kd\right)} \cdot \sin\left(\omega t - kx + \alpha\right) \tag{7-12}$$

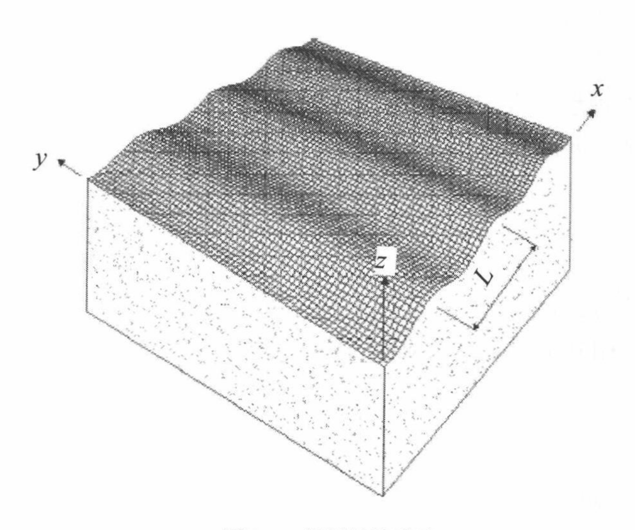


图 7.4　规则长峰波浪

7.2.2.2 随机长峰波浪 Random Long-crested Waves

图 7.5 为 2D 随机长峰波浪，依据有效波高、峰值频率等绘制。本节中的公式将根据如图 7.6 所示波浪谱对波浪状态特征进行定义。

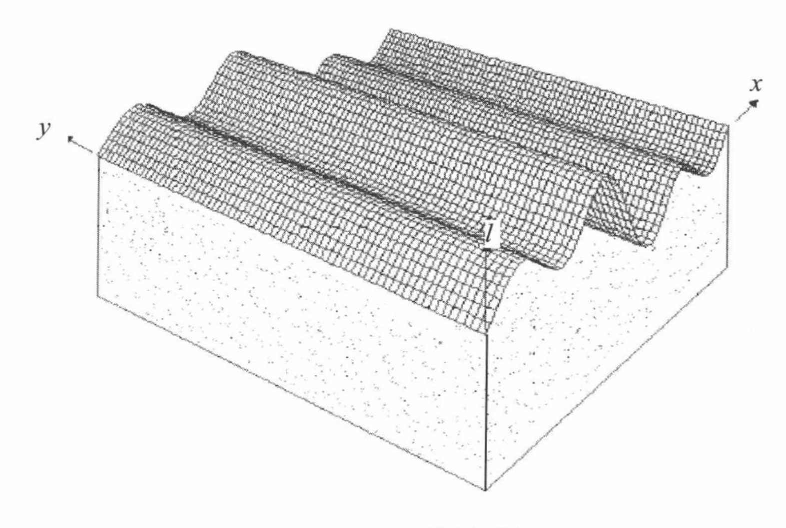


图 7.5　随机长峰波浪

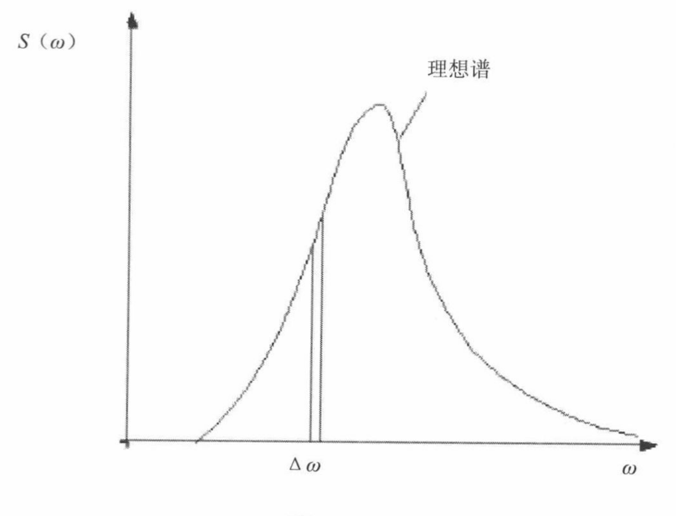


图 7.6　波浪谱

举例来说，北海波浪联合项目（JONWAP）基于北海测量数据提出 JONSWAP 谱，定义为

$$S(f)=\frac{ag^2}{(2\pi)^4 f^5}\exp\left(-\frac{5}{4}\left(\frac{f}{f_p}\right)^{-4}\right)\gamma^{a_p} \tag{7-13}$$

式中：

$$a_p=\exp\left\{-\frac{(f-f_p)^2}{2\sigma^2 f_p^{\ 2}}\right\}$$

$$\sigma=\begin{cases}0.07 & 当 f\leqslant f_p\\ 0.09 & 当 f>f_p\end{cases}$$

f 为频率；

f_p 为谱的峰值频率；

g 为重力加速度；

a_p 为 Phillips 常数；

σ 为谱宽度参数；

α 为与风速和风区长度相关的常数，北海北部的取值范围通常为 0.0081~0.01；

γ 为 JONSWAP 谱的峰度参数，由下式确定：

$$\gamma=\begin{cases}1 & \gamma<1\\ \exp\left(5.75-0.367T_{peak}\sqrt{\dfrac{g}{H_s}}\right) & 1<\gamma<5\\ 5 & \gamma>5\end{cases} \tag{7-14}$$

现在使用更多的是根据 H_s、T_p 和 γ 对谱进行说明的 Goda 方法。

$$s(f)=B_J H_{1/3}^2 T_P^{-4} f^{-5}\exp\left[-\frac{5}{4}(T_P f)^{-4}\right]\gamma^{ap}$$

式中：

$$\beta_J=\frac{0.06238}{0.230+0.0336\gamma-0.185(1.9+\gamma)^{-1}}\left[1.094-0.01915\ln\gamma\right]$$

$$f_p=\frac{1}{T_p}，\gamma（\text{shape factor}）=1\sim7（平均 3.3）$$

通过波浪谱可发现几个特征。λ_n 为第 n 阶（应力）谱矩，可定义为

$$\lambda_n = \int_0^{\infty} f^{n} S(f) df \qquad (7\text{–}15)$$

H1/3 为有效波高，可计算如下：

$$H_{1/3} = 4\sqrt{\lambda_0} \qquad (7\text{–}16)$$

过零点的平均周期 $\overline{T_0}$ 为

$$\overline{T_0} = \frac{1}{f_0} = \sqrt{\frac{\lambda_0}{\lambda_2}} \qquad (7\text{–}17)$$

谱的带宽参数 ε 为

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{\lambda_2^{\,2}}{\lambda_0 \lambda_4}} \qquad (7\text{–}18)$$

通过逆变换可将各波浪分量的波幅（a_i）和频率（ω_i）从波浪谱中提取出来。根据下式从波浪谱中提取各波浪分量的波幅和频率：

$$a_i = \sqrt{2 \cdot \Delta f \cdot S(f_i)} \qquad (7\text{–}19)$$

式中：

$$f_i = i \cdot \Delta f \qquad (7\text{–}20)$$

Δf 为连续频率的恒定差值。

$$k_i = \frac{(\omega_i)^2}{g} \text{：深水色散关系，} \omega_i = 2\pi \cdot f_i \qquad (7\text{–}21)$$

波幅时间实现的一个例子是采用 Jonswap 谱分析，如图 7.7 所示。

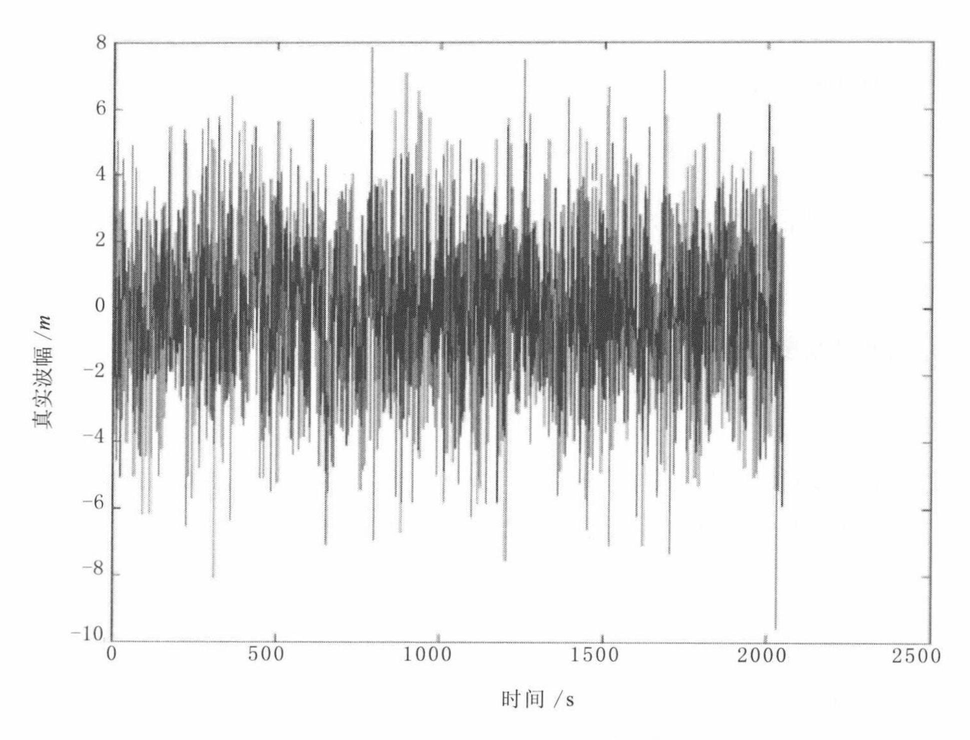


图 7.7　2048s 零平均波幅时间实现

如果将平均分布于 0 和 2π 之间的随机相角 α_i 分配给各波浪分量，则波浪运动可用线性分量之和表达，如图 7.8 所示。

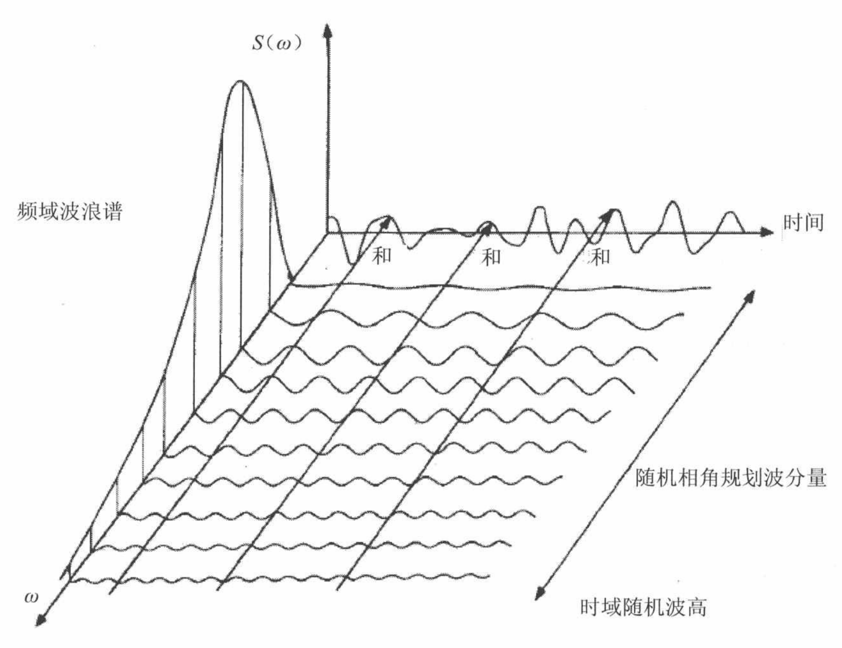


图 7.8　长峰波浪的频域和时域表达

若 N 为波浪分量数，即通常为 2 次数，特定时间和位置的波浪状态可表达为：

波面上升

$$\eta=\sum_{i=1}^{N}a_i\cdot\sin\left(\omega_i t-k_i x+a_i\right) \tag{7-22}$$

x 轴方向的速度分量

$$v_x=g\cdot\sum_{i=1}^{N}\frac{a_i k_i}{\omega_i}\cdot\frac{\cosh\left(k_i\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(k_i d\right)}\cdot\sin\left(-\omega_i t-k_i x+a_i\right) \tag{7-23}$$

z 轴方向的速度分量

$$v_z=g\cdot\sum_{i=1}^{N}\frac{a_i k_i}{\omega_i}\cdot\frac{\sinh\left(k_i\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(k_i d\right)}\cdot\cos\left(\omega_i t-k_i x+a_i\right) \tag{7-24}$$

x 轴方向的加速度分量

$$a_x=g\cdot\sum_{i=1}^{N}a_i k_i\cdot\frac{\cosh\left(k_i\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(k_i d\right)}\cdot\cos\left(\omega_i t-k_i x+a_i\right) \tag{7-25}$$

z 轴方向的加速度分量

$$a_z=-g\cdot\sum_{i=1}^{N}a_i k_i\cdot\frac{\sinh\left(k_i\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(k_i d\right)}\cdot\sin\left(\omega_i t-k_i x+a_i\right) \tag{7-26}$$

动态压力

$$p_{\mathrm{dyn}} = -\rho g \cdot \sum_{\mathrm{i}=1}^{N} a_{\mathrm{i}} \cdot \frac{\cosh\left(k_{\mathrm{i}}\left(d+z\right)\right)}{\cosh\left(k_{\mathrm{i}}d\right)} \cdot \sin\left(\omega_{\mathrm{i}}t - k_{\mathrm{i}}x + a_{\mathrm{i}}\right) \tag{7-27}$$

Abaqus/Aqua 采用的算法可根据 Airy 波浪理论进行线性计算。只要提供波幅、波浪周期、相角和传播方向，程序即可对单个波浪建模 [8]。不规则波浪状态的建模需重复输入足够参数，为 Abaqus 提供单个波浪的数据并在程序中进行叠加。但精确模拟真实波浪状态至少需要 1 000 组波浪数据，因而建议使用 ABAQUS 的子程序 UWAVE 对完整波浪状态进行建模 [9]。

7.2.3 非线性波浪理论 Nonlinear Wave Theory

对于极限载荷状态，由于波高较大，无法进行基于线性波浪理论假定的精确建模。暴风中波浪为高长峰，不符合对称、低振幅波形的线性假定。

Stokes 于 1847 年提出的非线性波浪理论是最基本的理论之一，基于可作为幂级数展开的摄动解。为了展开幂级数，Stokes 波浪理论采用 Airy 波浪作为初始精确解。然后将附加谐波加入线性波浪理论的基本谐波，摄动参数 $\varepsilon = kA$，为波浪数 k 和振幅 A 之积。

$$\eta(x,t) = \varepsilon^{1} \cdot \eta_1(x,t) + \varepsilon^{2} \cdot \eta_2(x,t) + \ldots + \varepsilon^{n} \cdot \eta_n(x,t) \tag{7-28}$$

初始解为：

$$\eta_1(x,t) = \frac{1}{k} \cdot s\cos\left(\omega t - kx + a\right) \tag{7-29}$$

研究发现对于浅水中经常遇到的较陡波浪，即便是五阶 Stokes 理论也不够精确，因而限制了 Stokes 波浪理论在离岸结构物上的应用。但五阶 Stokes 理论是 Abaqus/Aqua 中唯一的非线性波浪理论，建议在合适的情况下使用此理能。

7.3 稳定海流 Steady Currents

如果存在稳定海流，就应考虑底部边界层的影响。设计数据中通常需要为海

底海流提供一个参考高度。管道在速度边界层中的位置可降低管道高度处的有效速度，分析时可采用此处的平均流速。根据 DNV（2007），海底管道分析中已经使用了这种方法并假定平均速度曲线为对数曲线[10]。

$$v_c = \frac{v_c(z_r)\left(\frac{z_0}{D}+1\right)}{\ln\left(\frac{z_r}{z_0}+1\right)}\left\{\ln\left(\frac{D}{z_0}+1\right)-1\right\} \tag{7-30}$$

式中：

$v_c(z_r)$：参考测量高度处的流速；

z_r 为参考测量高度（通常为 3m）；

z_0 为底部粗糙度参数；

D 为管道总外径（包括所有涂层）。

上式考虑了海床粗糙度 z_0 的影响，海床的粗糙度越大，边界层越厚，管道高度处的平均速度就越低。

将波浪和海流速度相加即可得到水质点的总速度：

$$v_{total}=v_w+v_c \tag{7-31}$$

7.4　水动力 Hydrodynamic Forces

7.4.1　水动力拖拽力和惯性力 Hydrodynamic Drag and Inertia Forces

在管道上方流速增加及管道表面流动分离的同时影响下，暴露于流体的管段会受到水动力的作用。管道周围的水质点速度分布如图 7.9 所示。本节将介绍作用力矢量的不同分量以及用于计算这些分量的表达式。

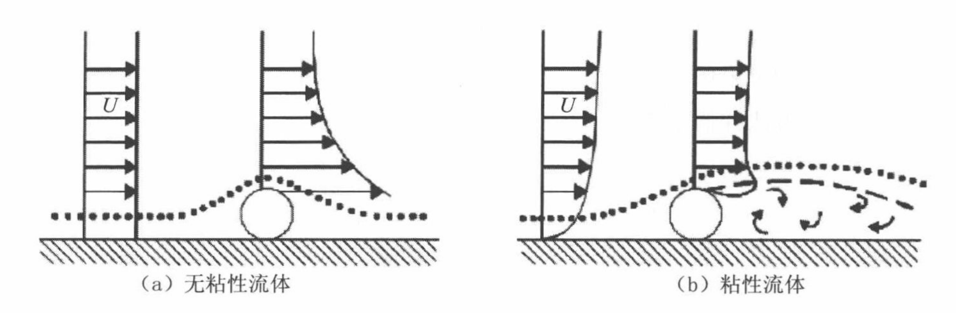


图 7.9　管道周围的流场

7.4.1.1　暴露于稳定流体的管道 Pipeline Exposed to Steady Fluid Flow

流体拖曳力与叠加了波浪的稳定海流的速度相关，如图 7.10 所示。拖曳力主要是由管道前方的高压区和管道后方尾流中的低压区所造成的。拖曳力受尾流宽度的影响，下式给出管道单位长度的横向拖曳力分量：

$$横向拖曳力，F_D = \frac{1}{2}\rho C_D D v_n |v_n| \quad (7\text{–}32)$$

式中：

C_D 为横向拖曳系数；

v_n 为水质点横向速度；

ρ 为海水密度；

D 为管道总外径。

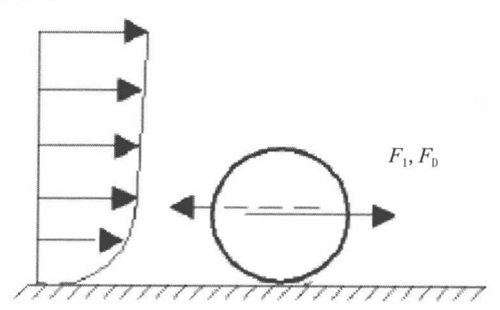


图 7.10　作用于管段的流体拖曳力和惯性力

7.4.1.2　暴露于加速流体的管道
Pipeline Exposed to Accelerated Fluid Flow

波浪会对水柱内的水质点施加周期性载荷，使水质点在水平和垂直方向上加速或减速。暴露于加速流体的管道所受作用力与加速度成正比，此作用力称为惯性力。下式给出了管道单位长度的横向惯性力分量：

$$横向惯性力，F_I = \frac{\pi}{4}\rho D^2 C_M a_n \tag{7-33}$$

式中：

C_M 为（C_a+1），横向惯性系数；

a_n 为水质点横向加速度；

ρ 为海水密度；

D 为管道总外径。

7.4.1.3　完整莫里森公式
The Complete Morison's Equation

上述公式未考虑管道本身可能具有速度和加速度。可通过完整莫里森公式确定管道单位长度的纵向力：

$$F_{IL}(t) = \frac{1}{2}\rho C_D\left(U - \frac{\partial y}{\partial t}\right)\left|U - \frac{\partial y}{\partial t}\right| + C_M\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{\partial U}{\partial t} - (C_M - 1)\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \tag{7-34}$$

式中：

ρ 为海水密度；

D 为外径；

U 为瞬时（基于时间）流速；

y 为管道纵向位移；

C_D 为拖曳系数；

C_M 为惯性系数；

　=（C_a+1），C_a 为附加质量系数；

$\partial / \partial t$ 为时间微分。

7.4.1.4 拖曳和惯性系数参数的相关性 Drag and Inertia Coefficient Parameter Dependency

通常由下式得出拖曳和惯性系数：

$$C_D=C_D\ (Re,KC,a,\ (e/D),\ (K/D),\ (Az/D)) \tag{7-35}$$

$$C_M=C_M\ (Re,KC,a,\ (e/D),\ (Az/D)) \tag{7-36}$$

雷诺数说明当前流态（如层流或湍流），可由下式得出：

$$\mathrm{Re}=\frac{UL}{v} \tag{7-37}$$

式中：

U 为流速；

L 为特征长度（管道为直径）；

v 为流体动粘度。

对于周围振荡平面流（$U=U_M\sin((2\pi/T)t+\varepsilon)$，通过 Keulegan–Carpenter 数可了解圆柱体周围的流动分离情况，Keulegan–Carpenter 数由下式计算：

$$KC=\frac{U_M T}{D} \tag{7-38}$$

式中：

U_M 为流速振幅；

T 为周期；

D 为直径；

ε 为相角；

t 为时间。

可用海流流量比对流态进行分类：

$$\alpha=\frac{U_c}{U_c+U_w} \tag{7-39}$$

式中：

U_c 为垂直于管道的典型流速；

U_w 为各种波浪状态下（H_s，T_p，θ_w）垂直于管道的有效波速。

应注意 $\alpha=0$ 对应于波浪导致的纯振荡流而 $\alpha=1$ 对应于纯（稳定）流。

管道附近出现固定边界（邻近效应）会对质量系数产生极大影响。当管道接近固体边界时，附加质量会增加，如下式所示：

$$C_a = 1 + \frac{1}{\left(10 \cdot \left(\frac{e}{D}\right) + 1\right)} \qquad (7\text{–}40)$$

式中：

e/D 为间隙比。

管道振荡的固有周期将随着附加质量的增加而增加。

粗糙度数（k/D）对流动分离有较大影响，因而对拖曳和质量系数也有较大影响（k= 物体表面粗糙度的特征横截面尺寸）。

涡致振动（VIV）和拖曳力之间存在联系，下式可进行粗略近似：

$$C_D / C_{D0} = 1 + 2\,(A_Z/D) \qquad (7\text{–}41)$$

式中：

C_D 为存在 VIV 时的拖曳系数；

C_{D0} 为无 VIV 时的拖曳系数；

A_Z 为交叉流动的振幅。

此公式说明振荡圆柱体产生的表观投影面积为 $D+2A_Z$。

7.4.2 水动力升力 Hydrodynamic Lift Forces

7.4.2.1 使用常升力系数的升力 Lift Force Using Constant Lift Coefficients

水动力升力的产生与飞机通过气流产生升力的原理是一样的。海床导致管道顶部和底部的流动出现不对称，这使得管道底部压力较高，流速较慢或不流动；而顶部则压力较低，流速较快，于是产生升力。

可根据下式计算管道单位长度的升力：

垂直升力，$F_L = \frac{1}{2}\rho D C_L v_n^2$

式中：

C_L 为平面上管道的升力系数；

v_n 为水质点横向速度（垂直于升力方向）；

ρ 为海水密度；

D 为管道总外径。

对于海床上的管道，水动力拖曳、惯性和升力系数的经验值通常可取 C_D=0.7、C_M=3.29 以及 C_L=0.9。

7.4.2.2 使用可变升力系数的升力 Lift Force Using Variable Lift Coefficients

可以理解，由于管道和海床之间可能存在间隙，作为间隙的函数，水动力升力系数（CL）也可能发生变化。Fredsøe and Sumer（1997）提出的升力系数如图 7.11 所示 [11]。从图中可以看出，即使 *e/D* 比非常小，升力系数也会明显降低，剪切流和无剪流都是如此。

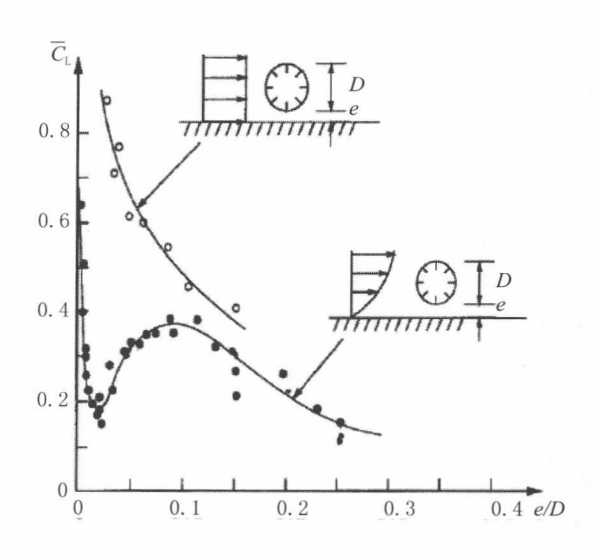


图 7.11 剪切流和无剪流的 CL，103< *Re* < 30 × 104[11]

7.5 参考文献 References

[1] Kellogg Brown & Root, Submarine Pipeline On-bottom Stability, Vol. 1, Analysis and Design Guidelines, PRCI Project PR-178-01132, Dec. 2002.

[2] O.M. Faltinsen, Sea loads on Ships and Offshore Structures, Cambridge University Press, 1990.

[3] S. Gran, A Course in Ocean Engineering, Elsevier, 1992.

[4] I. Langen, O.T. Gudmestad, S. Haver, W. Gilje, and T.I. Tjelta, Forelesninger i Marin Teknologi, Høgskolen i Stavanger, 1997.

[5] US Army Corps of Engineers, Coastal Engineering Manual, Engineer Manual 1110–2–1100, 2002.

[6] R.G. Dean, M. Perlin, Inter–comparison of Near–Bottom Kinematics by Several Wave Theories and Field and Laboratory Data, Coastal Engineering, 9, 1986.

[7] M.S. Kirkgoz, Particle Velocity Prediction of the Transformation Point of Plunging Breakers, Coastal Engineering, Vol. 10, 1986.

[8] Simulia, ABAQUS User Manuals, Version 6.12, 2012.

[9] D. Markus, A Code Based Methodology to Account for Wave Loading in the Design of Offshore Structures, Diploma Thesis, 2009.

[10] DNV, On–Bottom Stability Design of Submarine Pipelines, DNV–RP–F109, Det Norske Veritas, 2007.

[11] B. Fredsøe and B.M. Sumer, Hydrodynamics around Cylindrical Structures, World Scientific Publishing Co, 1997.

第 8 章　管道在位特性的有限元分析

Finite Element Analysis of In-situ Behavior

8.1 引言 Introduction

不平整海床上高压高温（HP/HT）管道的设计已成为近年来的一个重要议题。本章的背景在于需要进一步深入了解膨胀、海床摩擦和悬跨段是如何通过所选择的载荷工况而影响管道性能的。此类管道的性能其主要特征是倾向于承受整体屈曲，无论是垂向的还是侧向的，前者属于开掘槽沟或覆盖其上之情形，后者则是管道暴露于海床之上。对高压高温下运行的细长管道进行设计，其主要问题是如何在规划位置控制整体屈曲的发生。整体屈曲所致的较大水平位移和/或垂直位移会导致管壁上的应力和应变过高，超出了标准极限。

对通过测量海床地形而取得的实际三维环境中的设计管道进行仿真，使得工程师们有机会探索如何可以将管道特性应用于研发既安全又有成本效益的解决方案。例如，设计师首先可以对原始海床上的管道特性进行分析。如果某些载荷工况导致应力或应变极高时，可在有限元模型中进行海床改造仿真，并重新启动分析以确认改造工作是否已经如希望的那样降低了应力或应变。

有限元模型可以成为分析管道在位特性的工具。管道在位特性指管道在其整个生命周期载荷历史中的管道特性。管道载荷历史可由如下一些连续性载荷工况组成：

安装；

- 水压测试（注水和水压测试压力）；
- 管道运行（填料、设计压力和温度）；
- 管道停输/冷却周期；
- 隆起和侧向屈曲；
- 动态波浪和/或海流加载；
- 冲击载荷。

本章基于 Ose（1998）[1] 硕士论文编写而成，指导教师为本文作者；内容多受到会议论文的影响，如 Nystrøm 等人（1997）、Tørnes 等人（1998）和 Kristiansen 等人（1998）[2–4]。

8.2 管道系统的有限元建模 FE Modeling of Pipeline System

8.2.1 静态分析涉及的问题 Static Analysis Problems

安装

安装条件下为管道建模是管道系统在位特性分析的第一步，其旨在发现管道处在三维海床上的构形。该构形可作为后续分析环节的初始配置。

主要的事情并非在于安装过程中的管道特性，这可以通过调查得到，重要的是需要确信安装过程中的铺设张力和铺设角度均以下述方式予以呈现，即需要考虑到因管道落在海床上时产生摩擦而在管道中形成残余力的情形。

该模型可以将施加铺设张力的方法包括其中，并规定管道与海床之间的铺设角度，以确保对管道落在海床上时触底区域内的接触力进行最佳建模。图 8.1 为安装过程前和进行中的海床和管道的有限元模型。随着管道的延伸，必须确保管道与海床之间形成稳定的平衡关系。其要求呈现具有代表性的管 - 土相互作用模型。管 - 土相互作用模型一般由摩擦和海床刚性定义所组成。已知的是，海床刚性的形成必须能够描述若干压力 / 沉降的关系，而且 ABAQUS 软件中各向异性摩擦模型的子程序 [5] 可用于表示管道在纵向和侧向上的摩擦阻力的差异。

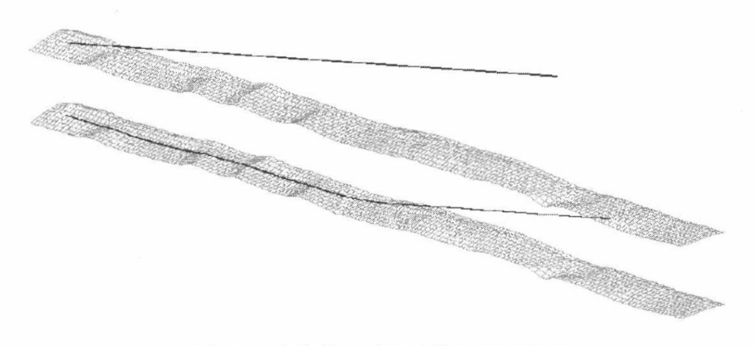


图 8.1　安装前和进行中的有限元模型

管道浸水和排水

管道的浸水和排水导致了管道沉没重量的变化，因此也导致管道构形发生变化。管道与海床之间的摩擦力是地面压力的函数，因此在管道注满时摩擦力加大。

采用作用于管道上的不同垂直载荷，可以简便地对管道浸水和排水进行建模。但是，承受此类载荷变化的管道在注满条件下可经受较大的轴向应变，其原因在于当管道路径下沉形成悬跨段的时候几何形状出现了变化，如图 8.2 所示。由于这一事实的存在，有待确立的模型可采用较大位移分析程序，以及由于轴向应变较高之故需考虑到管段区域内的变化影响。进一步说，材料模型可用于表示管段的塑性特性。

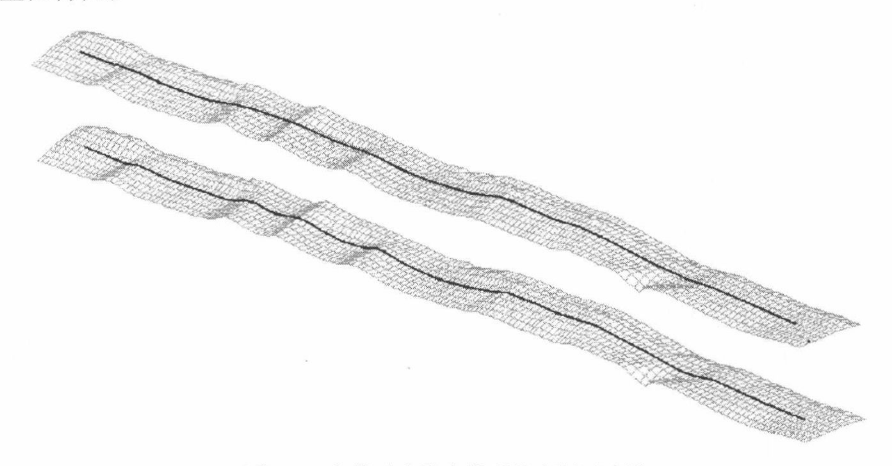


图 8.2　空管对比注水构形的有限元建模

高压 / 高温（HR/HT）效应

管道内容物所致的高温会导致钢管材料发生膨胀；其引起管道长度延伸，并会使管道发生屈曲，寻找新的变形路径以保持平衡，如图 8.3 所示。所以，因温度变化所产生的材料膨胀的影响可以被纳入该模型之中。

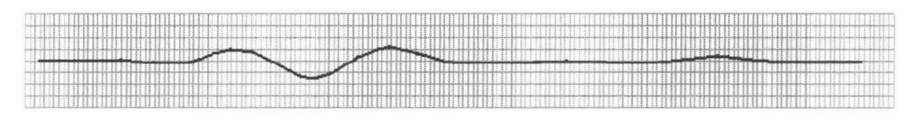


图 8.3　温度所致的侧向屈曲的管道构形（比例位移）

材料性能如屈服应力、抗拉强度和杨氏模量等均随材料温度发生变化，若有必要则需进行考虑。

外部静水压是涉及深水管道的强度承载力的一个重要因素。由于该模型可完全包括三维海床，外部压力可以成为水深的函数。内部压力在建模时可视为恒定不变，但是可以将虑及内容物静水压头的可能性包含在内。

8.2.2 动态分析涉及的问题 Dynamic Analysis Problems

波浪与海流加载

水动力源自于水质点速率和加速度。这些力可以是波动的（由波浪所致）或是恒定不变的（由稳定海流所致），并将导致管道成为动态载荷模式，如图 8.4 所示。在分析承受波浪和/或海流加载的浸没管道的特性时，拉力、惯性力和升举力是关键。

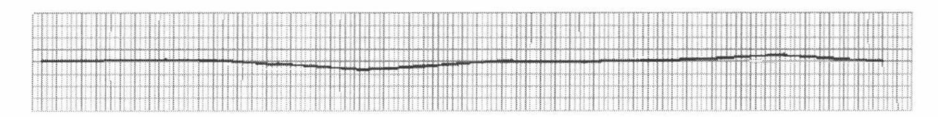


图 8.4　承受波浪和海流加载的管道的水平位移

由于波浪的动态特性，管道在承受此类加载时的响应可在动态分析中进行研究。并应满足几个波浪公式。可将二维常规或随机长峰波和三维常规或随机短峰波纳入有限元模型中，以构成动态分析中的波浪运动学内容。

拖网渔具拖动响应

拖网渔具拖动载荷可导致形成动态塑性响应。载荷与强度的计算标准详见第 16 章。

在有限元分析中，将隐式动态解决方案（详见第 8.3.2 节）应用于仿真位移、应力和应变随时间变化的情况。相关内容详见 Tørnes 等人（1998）[3]。

8.3 有限元分析程序和载荷步骤 Procedure and Load Steps in FE Analysis

ABAQUS 的基本概念是将载荷 / 问题历史划分成载荷步骤。用户可为每一步选择一个分析程序。这意味着有关载荷历史和所希望的分析类型的任何顺序均可执行。例如在某一静态步骤中，管道可以充满气体，而在下一步的静态步骤中却

是空的，第三步则进行空管的动态分析。

源自确定模型的典型载荷历史如表 8.1 所示。

表 8.1 ABAQUS分析中的典型载荷历史

载荷步骤	行　动	分析程序
1	施加自重和浮力	静态
2	施加外部静水压	静态
3	施加铺设张力	静态
4	将管道沉放到海床上（见图 8.1）	静态
5	移除 GAPSPHERE 单元（绞车）	静态
6	修正安装状态下的边界条件	静态
7	浸水状态下注水（见图 8.2）	静态
8	水压测试条件下施加测试水压	静态
9	去除测试压力和排水	静态
10	充气	静态
11	施加运行压力	静态
12	控制运行条件下的运行温度（见图 8.3）	静态
13	去除冷却条件下的压力和温度	静态
14	施加波浪和海流载荷（见图 8.4）	动态

8.3.1 静态分析程序 The Static Analysis Procedure

采用模型中所使用的 ABAQUS 软件进行的静态分析，其内容是较大位移效应的非线性、材料的非线性和边界非线性，诸如接触、滑动和摩擦（管道 / 海床相互作用）。ABAQUS 软件采用牛顿法求解非线性平衡方程。因此，求解结果是一系列迭代增量，通过迭代可在每一次增量范围达成平衡。有关静态有限元分析的更多信息，敬请参阅文献[6]。

8.3.2 动态分析程序 The Dynamic Analysis Procedure

必须采用一般动态分析（采用直接积分法进行动态分析）来研究管道的非线性动态响应。一般非线性动态分析对整个模型进行隐式积分，以计算系统的瞬时动态响应。直接积分法提供了 ABAQUS 软件中所谓的 Hilbert–Hughes–Taylor 算子。Hilbert–Hughes–Taylor 算子呈隐式，必须对积分算子矩阵进行逆变换，而且必须在每一次时间增量时求解系列非线性动态平衡联立方程。这一求解则采用牛顿法迭代完成。

8.4 建模单元类型 Element Types Used in the Model

在确定的有限元模型中采用三类单元，如图 8.5 所示。

- 海床建模所采用的 R3D4 类型刚性单元。
- 管道建模所采用的 PIPE31H 管道单元。
- 将管道从其初始位置降低至海床时所采用的 GAPSPHER 单元，如图 8.1 所示。当管道已降落在海床上并达成平衡时，则从模型中去除这些单元。

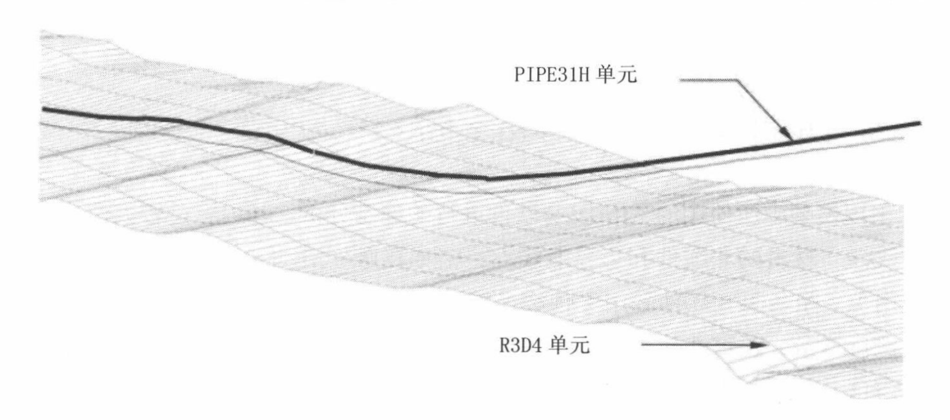


图 8.5 建模单元类型

PIPE31H 单元

图 8.6 为确定模型中所使用的三维有限元管道，其为双节点 12 自由度 PIPE31H 单元。该单元采用线性内插法，故呈集中质量分布。这一混合构成使得该单元非常适宜于细长结构和接触问题的情形，诸如海床上的管道铺设。

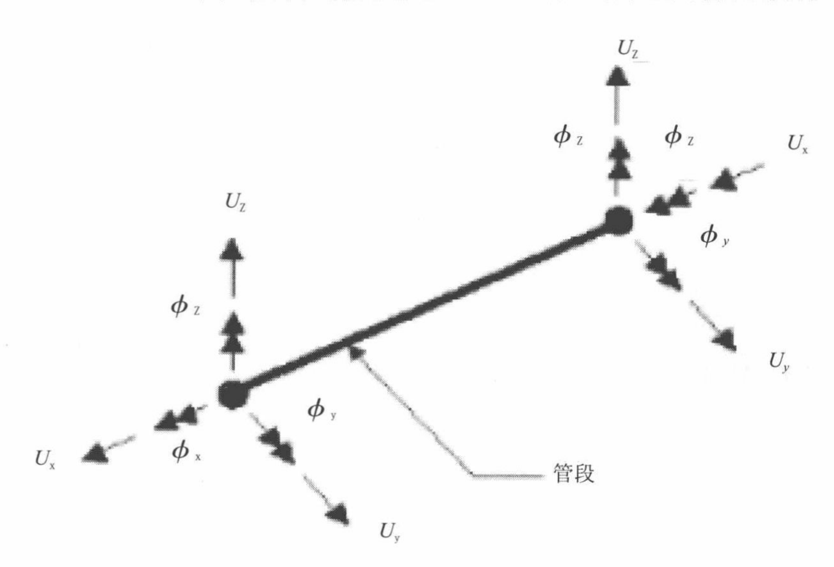


图 8.6 双节点 12 自由度三维有限元管道

ABAQUS 软件所提供的混合单元适用于下述情形，即难以通过常用的有限元位移法来数字化计算隆起中的轴向力和剪力。此类情形中的问题在于，节点位置

上的细微差异会导致模型的某些部位出现非常大的力，其反过来又在其他方向上引起较大的运动。混合单元克服了采用多为一般构成所遇到的困难，其中包含了单元中的轴向和横向剪力，并结合节点位移和旋转作为基本变量。尽管这一构成使得这些单元的计算能力更为强大，但是当管道旋转幅度较大且在此类情形下总体上更为有效时，它们一般会收敛得更快一些。

PIPE31H 单元适用于中空薄壁环形管段，并为用户说明外部和 / 或内部压力提供支持。从 ABAQUS 软件 10.12 版来看，薄壁单元也已包含在软件中。这一单元也能考虑到管段区域内因管子轴向应变过高而出现的变化。

R3D4 单元

如图 8.7 所示，四节点 R3D4 刚性单元可以为任意几何形状的复杂表面建模，并为海床地形建模时进行选择。使用 ABAQUS 为海床建模的一个极其重要的特点是，可以使借助刚性单元生成的表面实现平滑，这使得海床的呈现更优于初始的多面性表面。

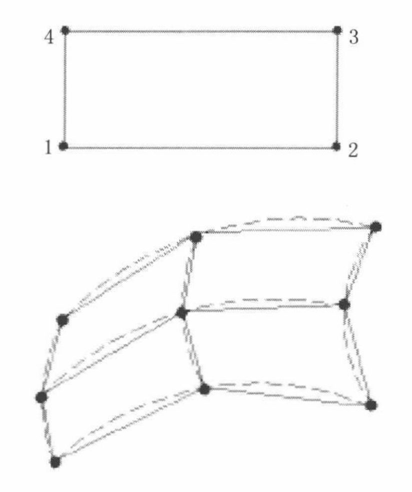


图 8.7　R3D4 刚性单元和刚性单元的表面的平滑处理

平滑处理系采用 ABAQUS 生成的 B è zier 表面进行，其依据为经由刚性单元所形成的多面性表面。所生成的 B è zier 表面并不像多面性单元表面那样，将是一条平滑的连续状外向表面法线。B è zier 表面不可精确等同于刚性表面的多面性几何形状，但定义海床的刚性单元节点均悉数落在 B è zier 表面上。另外，用户可定义平滑处理的程度，为的是控制经平滑处理的表面的几何形状。

在确立的模型中，对于与管道单元接触的应用，可将定义海床的全套 R3D4

单元应用于所谓的主表面。这意味着定义了接触对（管道 / 海床），并对相互作用模型进行了规定说明。这一相互作用模型一般由海床刚性和摩擦定义构成。

8.5 非线性模型和海床模型 Non–linearity and Seabed Model

模型中所采用的非线性应力分析至多含有 3 种非线性来源，其取决于应变水平、几何变化和载荷条件：

- 材料非线性；
- 几何非线性；
- 边界非线性（摩擦、滑动等）。

8.5.1 材料模型 Material Model

所采用的材料模型能够为管道材料呈现出完整的应力 / 应变关系，包括非线性塑性特性，如图 8.8 所示。

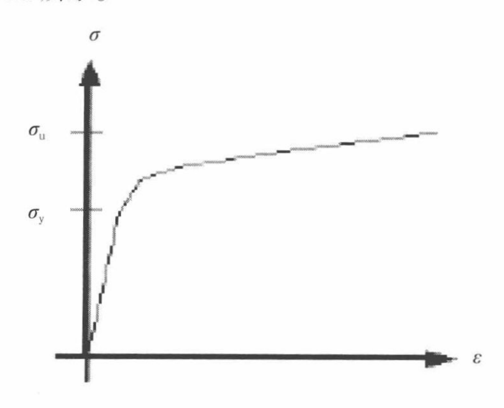


图 8.8 应力 / 应变关系

在弹性区，应力 / 应变关系经由材料的杨氏模量所支配。对于一般用作结构管道材料的钢材，其杨氏模量受到温度的限制。这一点较为容易在模型中通过数

字式规定杨氏模量为温度的函数而实现。

材料塑性特性的定义系通过在输入文档的材料定义部分中数字式规定钢材的完整塑性应力 / 应变曲线而实现（例如，根据试验数据）。真实应力 / 真实应变的关系被应用于 ABAQUS 模型。若有必要，亦可将材料的温度膨胀系数定义为温度的函数。

8.5.2 几何非线性 Geometrical Non-linearity

模型中需考虑到几何非线性。这也意味着需要计算出模型几何形状变化所致的应变，并将这一刚性作用（应力刚性）添加至结构刚性矩阵中。另外，结构的瞬时（变形）状态始终被应用于下一次增量过程以及整个计算过程的更新。

在对承受波浪加载的管道进行动态分析时，这后一种特性尤为重要。通过在计算中纳入几何非线性，当计算水质点速率和加速度时，ABAQUS 软件将针对管道单元采用载荷积分点的瞬时坐标（取代初始值）。这确保了即便管道正经受着巨大的侧向位移，还是将根据构成管道的单个管道单元来计算正确的拉力和惯性力。

8.5.3 边界条件 Boundary Conditions

可以规定管道沿程的任意边界条件。如果仅需要分析一段管道总长（例如，两次连续抛石之间），用户可在管端处设置弹簧并对剩余管道部分的刚性进行仿真。如果管道沿程上没有约束，则可通过固定节点或将弹簧指定给管道沿程上的许多节点而对此进行建模。

8.5.4 海床模型 Seabed Model

构建三维海床模型的基础是源自于管道安装区域内水深测量的海床地形测量数据。在有限元模型内，可从这一构成中生成宽度达 40m、长度达几千米的一条通道，以确保在分析管道特性时具有真实的环境。

海床地形是一个四节点刚性单元，可以为任意几何形状的平坦或复杂表面建模。三维海床建模的优点在于 ABAQUS 软件采用了平滑算法。结果生成的经平滑处理的表面并不像平坦的刚性单元表面一样，将是一条穿过单元边界的连续外向表面法线，可更好地为海床建模。经平滑处理的表面不可精确等同于刚性表面的多面性几何形状，但定义海床的刚性单元节点均悉数落在该表面上。

8.6 有限元模型的验证 Validation of the Finite Element Model

曾经对一段设置在两个逐次隆起岩石之间长达 1300m 的管道进行了分析，并与类似的有限元模型分析结果进行比较[2,7]。在后续几张图中，仅给出第一个 100m 注水条件下的结果，以便对图的细节有清晰的了解。

图 8.9 为 ABAQUS 软件和 ANSYS 软件分析结果之比较[8]。可以看出，两个基于 ABAQUS 软件和 ANSYS 软件的在位模型分别给出了有关海床上管道轴向应力、应变、弯矩和构形的近似预测结果[9]。

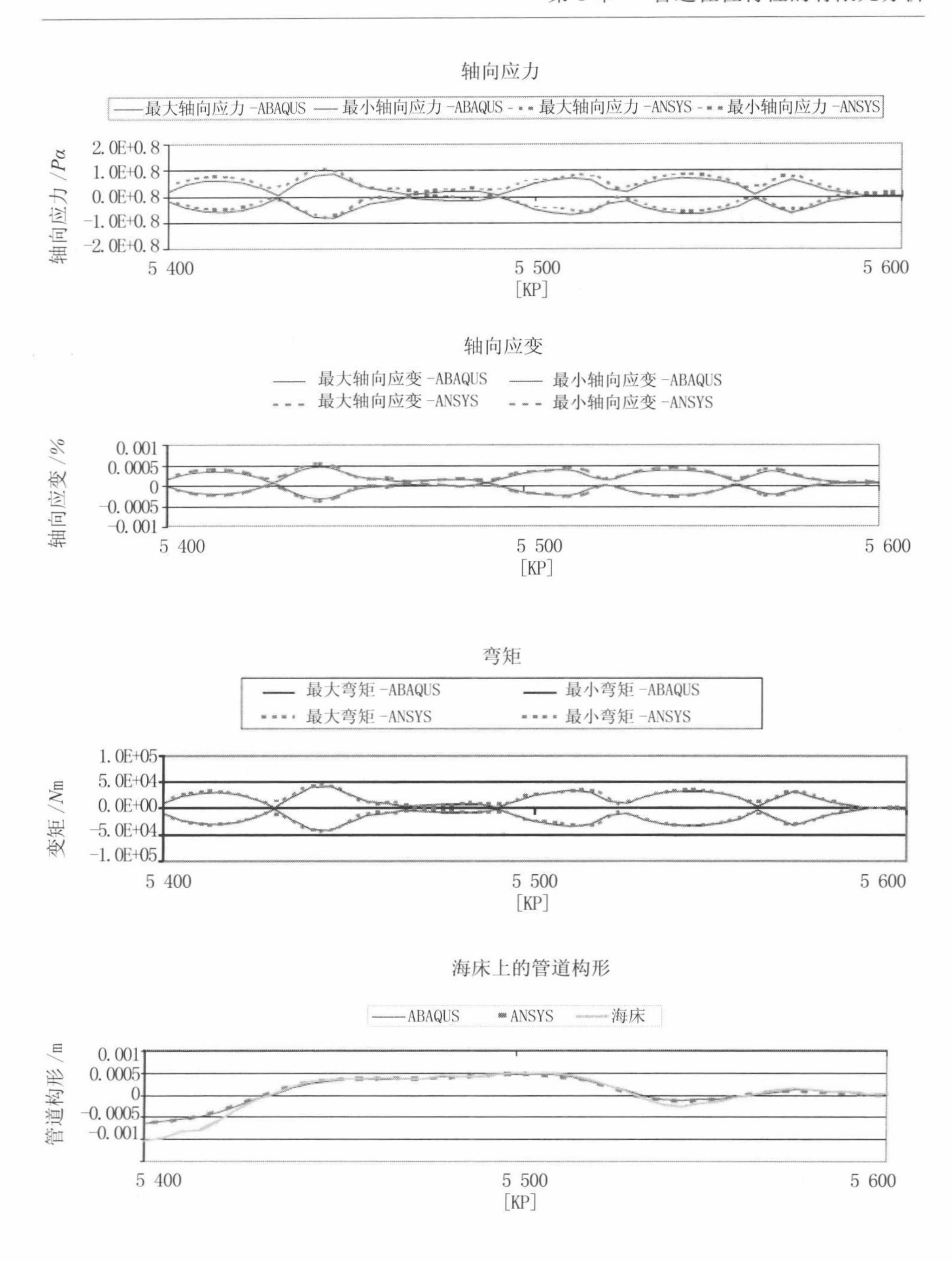


图 8.9　注水条件下 ABAQUS 软件和 ANSYS 软件比较

8.7 动态屈曲分析 Dynamic Buckling Analysis

对于放置在极不平整海床上的管道，铺设期间所形成的垂直缺陷比起水平缺陷更能引起出现突变曲率。其结果，垂直提升管道所需的临界屈曲载荷低于水平屈曲所需的相应的力。尽管在垂直面上发生初始移动，但还是希望在管道与海床的接触力减小时，临界侧向屈曲力将会减小，并能激活侧向屈曲。

为了尽可能实际调查不规则海床上的管道特性，人们构建了一个三维管道－海床有限元模型，在此将三维海床水深测量结果直接作为数字式地形模型（DTM）项目的 X、Y、Z 数据输入。三维管道－海床模型如图 8.10 所示。

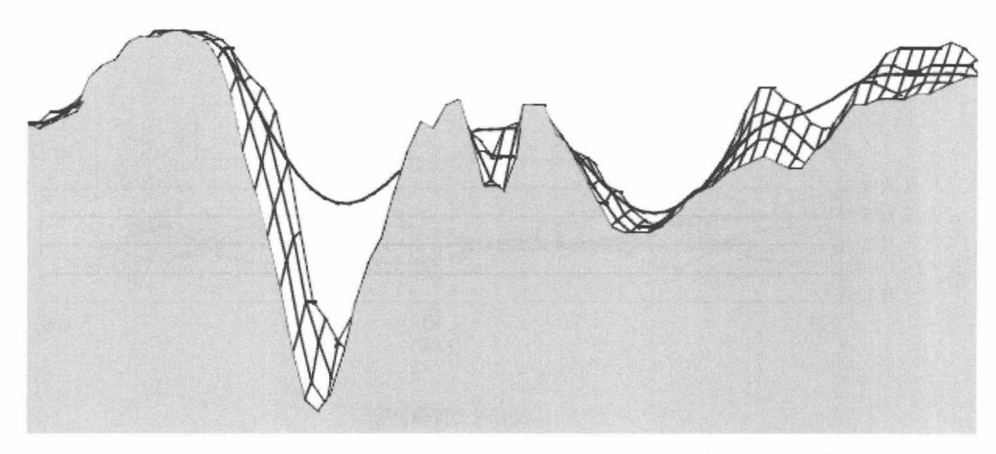


图 8.10　三维有限元在位分析——已铺设出油管的典型仿真细节[2]

侧向屈曲是轴向稳性的突然间损失，其结果是出现动态的“跳跃”移动。Nystrøm 等人调查了管道发生屈曲时在应力 / 应变、位移、有效轴向力等方面实际上到底发生了什么[2]。在突弹跳变过程中，出油管经受了加速度和速度，其导致了可能会非常明显的动态效应。出油管的瞬间屈曲特性则采用动态系统通用的平衡公式进行仿真：

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F(t)\} \tag{8-1}$$

式中：

$[M]$ 为结构质量矩阵；

$[C]$ 为结构阻尼矩阵；

$[K]$ 为结构刚性矩阵；

$\{u\}$ 为节点位移矢量；

$\{\dot{u}\}$ 为节点速度矢量；

$\{\ddot{u}\}$ 为节点加速度矢量；

$\{F(t)\}$ 为时限节点力矢量。

动态响应因势能转变为动能而产生。为了考虑周围的水发生位移的惯性效应，曾将质量单元结合到每一个管道节点上。

在非线性有限元的分析中，应力 / 应变可从环绕管道周围的 8 个位置点获取，如图 8.11 所示。

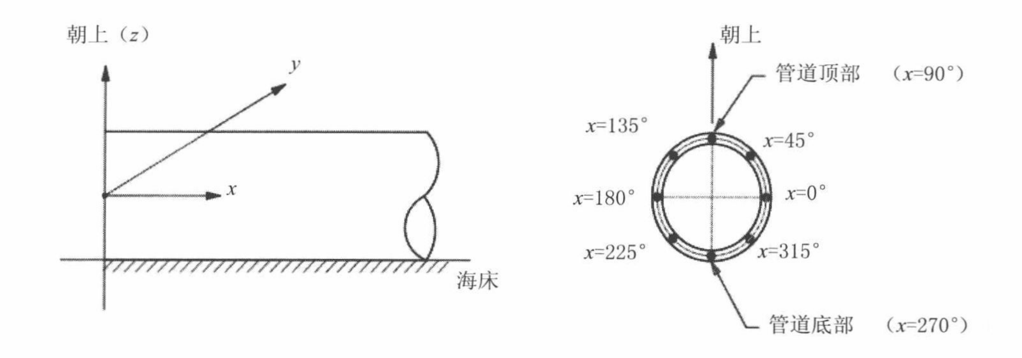


图 8.11　管道周围数据位置点的界定

图 8.12 为三维瞬间动态分析在所标出的屈曲点（与时间对应）的整体轴向应变。首先在升温期间，应变最大值出现在管道的顶部（位置点 90°　）。然而，随着管道升离海床一定距离后，水平面发生相互作用，侧向“跳跃”屈曲被激活。位置点 0°　处的应变表明，在 32s 时曲率开始逐渐变化，峰值出现在 37s。0.09% 的最大整体轴向应变出现在 45°　，是位置点 0°　和 90°　处的弯曲合力。

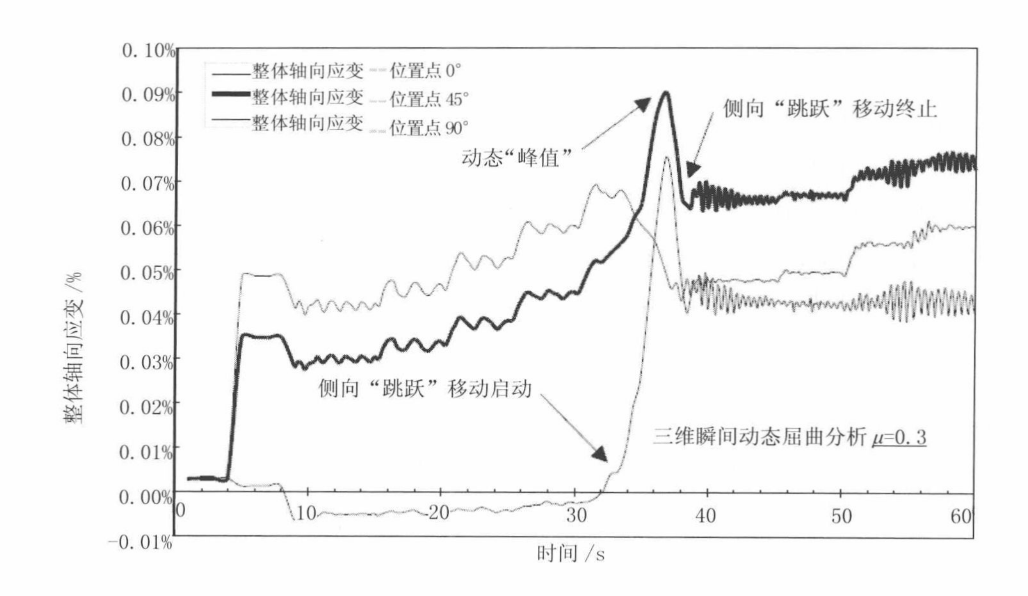


图 8.12　整体轴向应变与时间的关系 [2]

随着跳跃移动的继续，应变减弱，最后约在 39s 处“跳跃”移动终止，位置点 45° 的最大应变在应变约为 0.065% 时趋于稳定。因此，出油管在“跳跃”移动期间的整体轴向应变要比后屈曲构形时的高出 35%。

动态“跳跃”移动期间所体验到的应变，要明显高于后屈曲的静态结果。动态分析的结果如上所述，而管道的侧向屈曲则以连续性的平滑方式进行，皆因惯性力作用之故。当屈曲管道达到其最大曲率时，动能则继续以波浪的形式将管道从屈曲点侧向移开。尽管这种能量波消散得相对较快，但它还是在屈曲中心导致一定的曲率松弛。其结果，应变随着管道再次趋向静止状态而减小。

8.8　停输操作过程中的循环在位特性
Cyclic In-place Behavior during Shutdown Operations

让我们考虑一下承受周期性温度和内部压力变化的出油管在 Nystrøm 等人 [2]

所描述的停输事件中的情形。周期性承载力被定义为启动与停输之间温度和压力的最大差异性载荷，此时的结构“摇落”成一种弹性状态。在此需要提及一些概念：

- 周期性载荷导致延性耗散，并致使出现疲劳和断裂；
- 管道保持完整，但每一个周期内的应变均增加，直至无法承受为止；
- 每一个周期内的应变均降低，直至最后结构的性能就像纯弹性一样。这就称为“摇落”。

假定所调查的出油管承受着下述周期性载荷：

- 铺管船的卷筒在卷绕和退卷期间的 1 次周期性载荷；
- 托管架上及安装阶段下弯段出现弯曲期间的 1 次周期性载荷；
- 生命周期内的 100 次计划和非计划停输周期。

假定停输是恒定不变的，也即所有载荷周期的载荷范围均相同。保守假定在此类停输期间内容物温度从 130℃降至环境条件，也即 ΔT=125℃，并且内部压力从 370bar 降至 0bar。对三维海床表面上的管道进行分析，结果表明其出现了垂直和水平初弯曲。内部压力和温度载荷被施加到满运行载荷。因此，内部压力减至 0，管壁温度逐渐降至环境温度。相应的整体轴向应变如图 8.13 所示，系侧向位移的函数。最大拉伸和压缩应变出现在第一个周期内，然后分别减至 +0.14% 和 –0.11%。

若需详细了解海底管道的热膨胀、整体屈曲、疲劳和断裂，敬请参阅第 9 章至第 12 章。

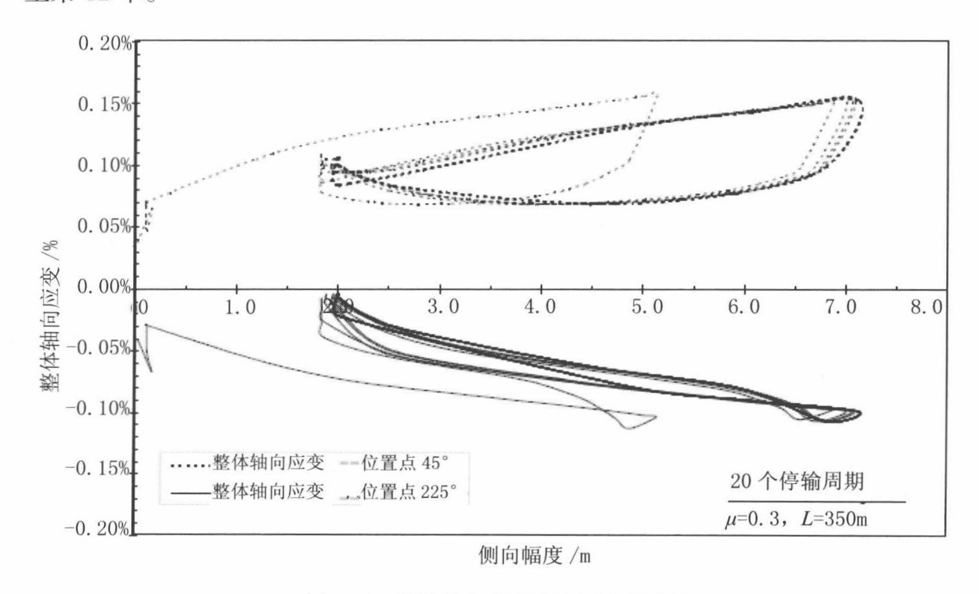


图 8.13　整体轴向应变对比侧向位移[2]

8.9 参考文献 References

[1] B.A. Ose, A finite element model for In-situ Behavior Simulation of Offshore Pipelines on Uneven Seabed Focusing On-Bottom Stability, A M.Sc. thesis performed under the author' s supervision at Stavanger University for JP Kenny A/S, 1998.

[2] P. Nystrøm, K. Tørnes, Y. Bai and P. Damsleth, Dynamic Buckling and Cyclic Behavior of HP/HT Pipelines, Proc. of ISOPE "97, 1997.

[3] K. Tørnes, P. Nystrøm, N.ø. Kristiansen, Y. Bai and P.A. Damsleth, Pipeline Structural Response to Fishing Gear Pullover Loads, Proc. of ISOPE' 98, 1998.

[4] N.ø. Kristiansen, K. Tørnes, P.R. Nystrøm and P.A. Damsleth, Structural Modeling of Multi-span Pipe Configurations Subjected to Vortex Induced Vibrations, Proc. of ISOPE "98, 1998.

[5] SIMULIA, ABAQUS, Ver. 6.12, 2012.

[6] Cooker et al., Concepts and Applications of Finite Element Methods, 1991.

[7] K. Tørnes, P.R. Nystrøm, P.A. Damlseth, H. Sortland, The Behavior of High Pressure, High temperature Flowlines on very Uneven Seabed, Proc. of ISOPE' 97, 1997.

[8] ANSYS Inc., ANSYS, Ver. 5.5, 1998.

[9] B.A. Ose, Y. Bai, P.R. Nystrøm, and P.A. Damsleth, A Finite Element Model for In-situ Behavior of Offshore Pipelines on Uneven Seabed and its Application to On-Bottom Stability, Proc. of ISOPE'99, 1999.

第 9 章　热膨胀设计

Thermal Expansion Design

9.1 引言 Introduction

9.1.1 高压高温管道 High Pressure and High Temperature Pipelines

近年来，通过使用管道和立管输送油气产品，越来越多的高压高温油气田得到了开发。高压高温（HPHT）一词最早由贸易工业部提出，定义为“储层所在深度的稳定井底温度大于 300°F（150℃）并且钻井穿过的任何疏松地层最大预期孔隙压力超过 10 ksi（689 bar）”[1]，现在 HPHT 通常采用 300°F 和 10ksi。HPHT 运行可分为三级：一级指储层压力最高可达 15 ksi（1034 bar）并且温度最高可达 350° F（177℃）的油井。表 9.1 列出了近年来在墨西哥湾开发的一些典型 HPHT 项目。在一级情况下，目前 HPHT 的运行条件如图 9.1 所示。二级为“极端” HPHT 运行条件，储层压力最高可达 20 ksi(1380 bar)且/或温度最高可达 400°F(204° C)。三级为“超级” HPHT 运行条件，储层压力最高可达 30 ksi（2068 bar）且/或温度最高可达 500°F（260℃）。

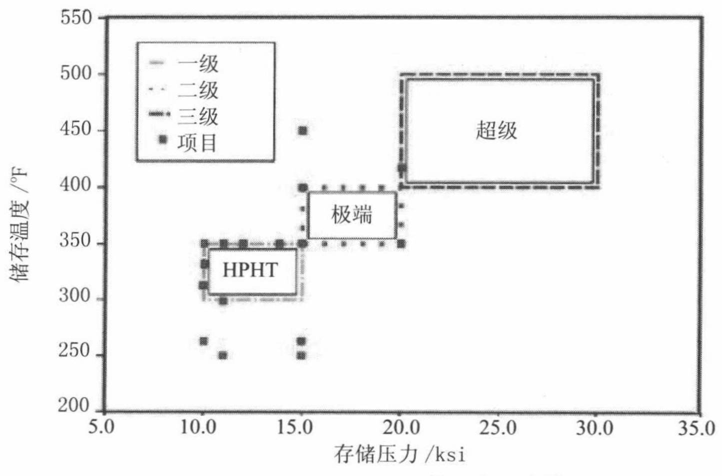


图 9.1 HPHT 项目的运行温度和压力[1]

表 9.1　墨西哥湾开发的典型 HPHT项目

项　目	储层压力	储层温度
Thunder Horse	15 ksi （1 034 bar）	300°F （150℃）
Tubular Bells	20 ksi （1 380 bar）	300 °F（150℃）
Tahiti	15 ksi （1 034 bar）	250°F （120℃）
Thunder Hawk	15 ksi （1 034 bar）	250°F （120℃）

HPHT 管道正越来越多地应用于深水地区，例如西非和墨西哥湾。由于深水中条件严酷，例如水深更大、油气产品的压力和温度更高以及周围温度更低，所以安装、流动保障、热屈曲以及管理等都是 HPHT 管道设计的关键问题[2]。铺设在海床上的 HPHT 管道会发生侧向屈曲并导致侧向变形，在屈曲、局部屈曲及疲劳破损的顶端位置产生过度应变并使管道失效。当管道发生热膨胀但受到管道和海床间轴向土壤阻力的约束时，高轴向压缩力会逐步累积并导致出现侧向屈曲。

9.1.2 热膨胀
Thermal Expansion

出油管系统为单管管道系统、套管系统或管束系统。海底出油管通常是指将油气产品从井口输送到立管底部的海底管道，立管是连接处理设施（例如采油平台或 FPSO）的管道，而连接处理设施与海岸的海底管道则称为输出管道。出油管中的油气产品的温度和压力通常要高于周围环境，可导致出油管发生热膨胀，热膨胀和周期性热载荷会使出油管出现轴向移动、隆起屈曲和侧向屈曲。因而管道的热膨胀是海底系统设计和运行的重要问题。管道的热膨胀取决于管道沿程的温度和压力曲线、管道的沉没重量以及轴向摩擦力。当存在整体屈曲时，通常使用轴向管土摩擦系数的下限计算最大管段膨胀，而使用轴向管土摩擦系数的上限计算管道的最大轴向应力。计算热膨胀时还应考虑管道沿程回填导致轴向阻力增加的情况。热膨胀分析通常涉及以下问题：

- 管土相互作用；
- 接头设计；

- 侧向和隆起屈曲（或整体屈曲）评估；
- 轴向移动和疲劳分析；
- 悬跨评估；
- 管道交叉的设计及其他问题。

本章将首先概述热膨胀分析的基础知识，然后介绍几种典型管道情况的管道位移和膨胀力计算。出油管轴向移动、侧向屈曲和隆起屈曲将在第 10 章和 11 章介绍。

9.2 管道应变 Pipeline Strains

9.2.1 引言 Introduction

水压测试和运行时如果管道的内部压力和温度较高，管道会在压力和温度的作用下发生纵向膨胀。但发生任何膨胀移动时，管道都受到海床摩擦力的约束。对于两端未约束的管道，管端的有效轴向力为零，并因海床的摩擦力约束而逐渐增加。当膨胀力与海床土壤阻力达到力平衡时膨胀就会停止，管道膨胀停止处称为虚拟固定点（VAP），管道膨胀就发生在 VAP 和管端之间。

管道膨胀会使管道发生轴向应变。管道在 VAP 处达到平衡，此时所有应变分量之和等于完全约束管段的应变。当管道安装后无残余铺管张力并且内部压力等于其外部压力时，管段应变为零，例如陆上管道安装基本上就是这种情况。

以下章节将基于与压力、温度和海床土壤摩擦力相关的应变分量介绍其对管道膨胀的影响，假定管道材料为弹性并且轴向力与材料中产生的轴向应力成正比。

$$F_w=\sigma_1 A_s \tag{9-1}$$

式中：

F_w 为管壁横截面处的真实管壁轴向力；

σ_1 为管壁处的纵向（轴向）应力；

A_s 为管道横截面的面积。

9.2.2 压应变 Pressure Strain

压力载荷产生的纵向应变由两个分量组成：加帽端效应应变由加帽端纵向压力差导致，而泊松比效应应变则由环向和径向应力分量导致。

对于完整的单根管道，加帽端效应所致的纵向应变是一个常数，可通过修改式（9-1）得到

$$\varepsilon_{end} = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{E A_s} \tag{9-2}$$

式中：

ε_{end} 为加帽端效应导致的纵向应变；

p_i 为管道的内部压力；

p_e 为管道的外部压力；

A_i 为管道的内圆面积，$A_i=\pi\,(D-2t)^2/4$；

A_e 为管道的外圆面积，$A_e=\pi\,(D)^2/4$；

A_s 为管道横截面面积，$A_s=A_e-A_i$；

D 为管道外径；

t 为管道壁厚。

根据下文中式（9-11）所示的 Lame 公式，无论是薄壁管道还是厚壁管道，管段不同径向位置的环向和径向应力之和总是不变的。泊松比效应导致的纵向应变可由下式表达：

$$\varepsilon_{Poisson} = -\frac{v}{E}(\sigma_h + \sigma_r) = -\frac{2v}{E}\left(\frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_s}\right) \tag{9-3}$$

式中：

$\varepsilon_{Poisson}$ 为泊松比效应应变；

υ 为泊松比。

加帽端效应致的纵向应变与环向与径向应变的泊松比效应所致的纵向应变的方向是相反的。压力载荷产生的总纵向应变包含了加帽端效应和泊松比效应，可由下式表达：

$$\varepsilon_{P}=\varepsilon_{end}+\varepsilon_{Poisson}=\frac{1-2v}{E}\left(\frac{p_{i}A_{i}-p_{e}A_{e}}{A_{s}}\right) \tag{9-4}$$

9.2.3 热应变 Thermal Strain

未约束管道的初始状态温度发生变化时会产生纵向应变，可表达为

$$\varepsilon_{T}=\alpha\Delta T \tag{9-5}$$

式中：

ε_{T} 为纵向热应变；

α 为管道材料的热膨胀系数；

ΔT 为所考虑状态与初始状态的温差。

9.2.4 摩擦应变 Frictional Strain

管道移动时管道和海床之间会产生阻碍移动的摩擦阻力，这种阻力属被动效应，只有当管道相对于海床移动时才会出现。摩擦阻力在管道中逐步产生与压力和温度应变分量方向相反的负应变。裸置管道和埋地管道的摩擦应变公式是不同的。

裸置管道

对于管端未约束的裸置长管（如果管端与膨胀环连接，管端阻力可忽略并假定为零），随着与未约束管端的距离增加，摩擦应变也线性增加。摩擦应变可由下式表达：

$$\varepsilon_{f}=-\frac{\mu_{a}wx}{A_{s}E} \tag{9-6}$$

式中：

ε_{f} 为摩擦应变；

μ_{a} 为管道和海床之间的纵向（轴向）摩擦系数；

w 为管道单位长度的重量（海底管道为沉没重量）；

x 为未约束管端至估算点的距离。

埋地管道

埋地管道的周围是土壤，管道周向会受到土壤压力效应的作用，因而摩擦阻力是增加的，这将减少整体膨胀移动。埋地管道单位长度的轴向土壤作用力可表达为[3，4]

$$F_b=\pi D_o\alpha_a C+\pi D_o H\gamma_S(1+K_o)\tan(\delta)/2$$

式中：

F_b 为埋地管道单位长度的轴向土壤阻力；

α_a 为粘附系数[1]；

C 为回填土壤的粘附力代表值；

H 为管道中心线的深度；

γ_s 为土壤单位体积的沉没重量；

K_o 为静止状态下的压力系数；

δ 为管道和土壤之间的摩擦角。

根据式（9–1），埋地管道的摩擦应变可表达如下：

$$\varepsilon_f=-\frac{F_b x}{A_s E}=-\frac{\mu_a w x}{A_s E} \qquad (9\text{–}7)$$

式中 μ'_a 为埋地管道的等效轴向库仑摩擦系数，等于轴向土壤阻力与管道重量之比。

9.2.5 管道总应变 Total Pipeline Strain

管道的总应变 ε 可由下式得出：

$$\varepsilon=\varepsilon_p+\varepsilon_T+\varepsilon_f \qquad (9\text{–}8)$$

对于初始应变为零的管道，其沿程各应变分量的如图 9.2 所示。管道横截面不变，其沿程的内部压力、外部压力以及温度都保持恒定。管道沿程的压力应变和热应变为正值常数，而未约束管端的摩擦应变从零开始线性降低。虚拟固定点（VAP）的总应变为零，不出现管道膨胀。

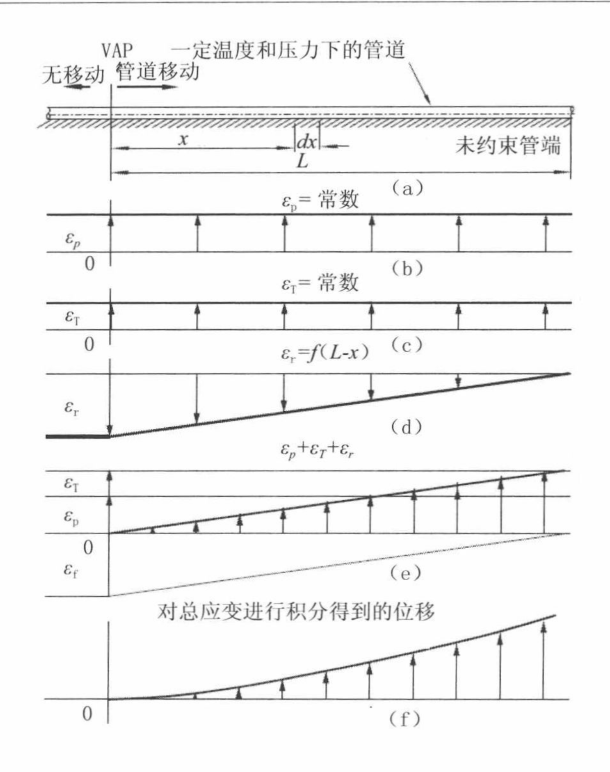


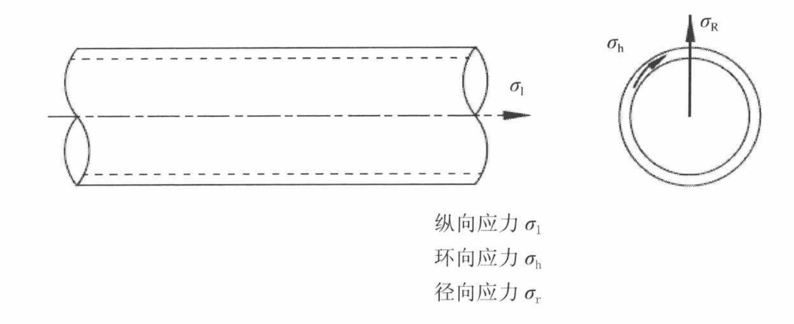
图 9.2　长管沿程的应变和位移分布

(a) 模型　(b) 压力应变　(c) 温度应变　(d) 摩擦应变　(e) 总应变　(f) 位移

9.3　管道应力
Pipeline Stresses

9.3.1　压力效应
Pressure Effect

管道内表面和 / 或外表面上的压力会在管壁内产生应力。管道的应力分量包括纵向应力 σ_l、环向应力 σ_h 和径向应力 σ_r，其定义如图 9.3 所示。



纵向应力 σ_1
环向应力 σ_h
径向应力 σ_r

图 9.3　管壁应力分量的定义

薄壁管的应力分量

在任意一点，沿着无剪切应力的三个互相垂直的方向存在三个主应力。如果不存在剪切应力，轴向 / 纵向应力、周向 / 环向应力和径向应力即为薄壁管的一组主应力。

假定直径方向上的环向应力为常数，薄壁管的环向应力可通过力平衡得到

$$\sigma_{h,thin} = \frac{p_i D_i - p_e D_e}{2t} \tag{9-9}$$

管壁的径向应力的值从管壁内侧的内部压力 p_i 变化为管壁外侧的外部压力 p_e。纵向应力 σ_l 和环向应力 σ_h 相比，径向应力通常极小，因而可以忽略。

当存在剪切应力时，可根据管道的三个应力（$\sigma_l,\sigma_h,\sigma_r$）近似计算出主应力。如果用 σ_1（最大）、σ_2 和 σ_3（最小）表示主应力，那么采用莫尔圆，两个主应力可表达如下：

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_h + \sigma_l}{2} + \sqrt{\frac{(\sigma_h - \sigma_l)^2}{4} + \tau^2}$$
$$\sigma_2 = \frac{\sigma_h + \sigma_l}{2} - \sqrt{\frac{(\sigma_h - \sigma_l)^2}{4} + \tau^2} \tag{9-10}$$

第三个主应力（最小，即 σ_3）为零。

厚壁管的应力分量

管端加帽的厚壁管模型如图 9.4 所示。厚壁管的应力分量可由下式表达：

$$\sigma_r = \frac{p_i D_i^2 - p_e D_e^2}{D_e^2 - D_i^2} - \frac{D_i^2 D_e^2}{D^2\left(D_e^2 - D_i^2\right)}\left(p_i - p_e\right)$$

$$\sigma_{\mathrm{h}}=\frac{p_{\mathrm{i}}D_{\mathrm{i}}^{2}-p_{\mathrm{e}}D_{\mathrm{e}}^{2}}{D_{\mathrm{e}}^{2}-D_{\mathrm{i}}^{2}}+\frac{D_{\mathrm{i}}^{2}D_{\mathrm{e}}^{2}}{D^{2}\left(D_{\mathrm{e}}^{2}-D_{\mathrm{i}}^{2}\right)}\left(p_{\mathrm{i}}-p_{\mathrm{e}}\right)$$

$$\sigma_{\mathrm{l}}=\frac{p_{\mathrm{i}}D_{\mathrm{i}}^{2}-p_{\mathrm{e}}D_{\mathrm{e}}^{2}}{D_{\mathrm{e}}^{2}-D_{\mathrm{i}}^{2}}+\frac{4F_{\mathrm{ext}}}{\pi\left(D_{\mathrm{e}}^{2}-D_{\mathrm{i}}^{2}\right)} \tag{9-11}$$

式中：

D 为计算环向应力或径向应力所用的直径；

D_{e} 为管道外径；

D_{i} 为管道内径；

F_{ext} 为加帽端的外部作用力；

p_{e} 为管道的外部压力；

p_{i} 为管道的内部压力。

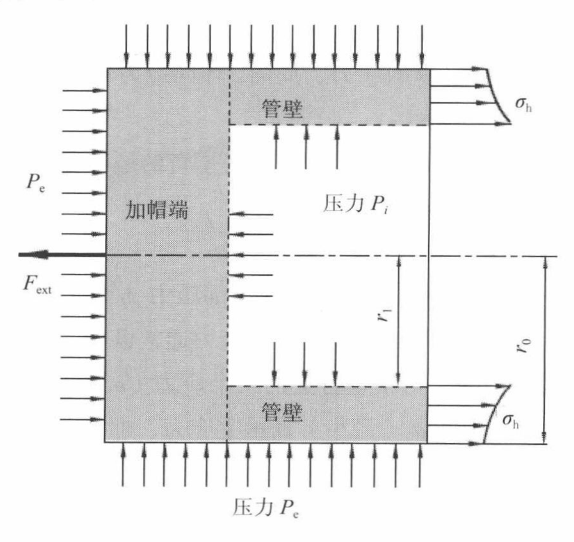


图 9.4　厚壁管的加帽端

当内部压力大于外部压力时，管壁环向应力从管道内表面的最大值变化到外表面的最小值，见环向应力式（9–11）。环向应力式也称为 Lame 公式。

$$\sigma_{\mathrm{r}}+\sigma_{\mathrm{h}}=2\frac{p_{\mathrm{i}}D_{\mathrm{i}}^{2}-p_{\mathrm{e}}D_{\mathrm{e}}^{2}}{D_{\mathrm{e}}^{2}-D_{\mathrm{i}}^{2}}=\text{constant} \tag{9-12}$$

这说明在管道的整个横截面上，环向应力和径向应力之和是个常数，不随直径 D 的变化而变化。

图 9.4 还说明了管端加帽管道的轴向力平衡情况。F_{ext} 为管道和其他结构物之间的相互作用力。根据式（9–11）的纵向应力定义，外部结构物的相互作用力可表达为

$$F_{ext}=\sigma_l A_s-P_i A_i+P_e A_e \quad (9\text{–}13)$$

因为与陆上管道相比，海底管道的外部压力可能无法忽略，所以此外部作用力（例如在水下工程中可来自 PLET、锚、应力接头以及链等）也可定义为加帽端的“有效轴向力”。如果用“S”表示有效轴向力，那么

$$S=F_w-P_i A_i+P_e A_e$$

式中第一项 F_w 为公式（9–1）定义的真实管壁轴向力。纵向应力 σ_l 也可用下式表达：

$$\sigma_l=F_w/A_s=(S+P_i A_i-P_e A_e)/A_s \quad (9\text{–}14)$$

Von Mises 应力（等效拉伸应力）

Von Mises 发现即使所有主应力都不超过材料的屈服应力，但在应力合力的作用下，屈服仍然可能发生。Von Mises 准则是一个公式，可将三个主应力合成为一个等效应力，然后将等效应力与材料的屈服应力进行比较并判断材料的失效条件。等效应力也经常简称为“Von Mises 应力”，但不是真正的应力，而是一个用于标识的数字。

Von Mises 准则是管道工程中检查屈服条件的最常用准则之一。

$$\sigma_e=\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\sigma_1-\sigma_2\right)^2+\left(\sigma_2-\sigma_3\right)^2+\left(\sigma_3-\sigma_1\right)^2\right]} \quad (9\text{–}15)$$

式中 σ_1、σ_2 和 σ_3 为主应力。根据直角坐标系中的应力分量，管道的 von Mises 应力可表达为

$$\sigma_e=\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\sigma_l-\sigma_h\right)^2+\left(\sigma_h-\sigma_r\right)^2+\left(\sigma_r-\sigma_l\right)^2\right]+3\left(\tau_{lh}^2+\tau_{lr}^2+\tau_{hr}^2\right)} \quad (9\text{–}16)$$

式中 τ_{lh}、τ_{lr} 和 τ_{hr} 为剪切应力。对于薄壁管，可忽略较小的剪切应力和径向应力，则 von Mises 应力可表达为

$$\sigma_e=\sqrt{\sigma_h^2+\sigma_l^2-\sigma_l\sigma_h+3\tau^2} \quad (9\text{–}17)$$

由于管道横截面发生扭曲，剪切应力 τ 为 τ_{hr}。

9.3.2 温度效应 Temperature Effect

温度变化可使管道中的应变发生变化。当管道能轴向移动时，可视其为未约束。如果未约束管道可自由移动，其热应力 $\sigma_{T,U}$ 就为零。

$$\sigma_{T,U}=0 \tag{9-18}$$

但当管道纵向完全约束时，总纵向应变就为零，温度膨胀在管壁中产生纵向压缩应力而不是应变。

$$\sigma_{T,R}=-E\alpha\Delta T \tag{9-19}$$

式中 $\sigma_{T,R}$ 为完全约束管道的热应力。

9.3.3 管道应力 Stresses of Pipeline

当管道放置在海床上时，压力和温度导致的管道移动会受到土壤摩擦阻力的约束，因而可将其称为约束管道。虚拟固定管段属完全约束管道。为了防止管道发生膨胀，有些管道设计中会采用机械约束，可通过特殊设计的锚或将管道固定于附近结构物上提供约束。因为管道被锚约束而无法移动，土壤摩擦阻力就不会产生。约束管道的结构物或锚将承载管道内由压力和温度效应所导致的全部膨胀力。

未约束管道

图 9.5 为管端安装了盲板法兰的未约束管道，其横截面不变，沿程的内部压力 p_i、外部压力 p_e 和温度 T 都保持恒定。盲板法兰（加帽端）的约束力 F_{ext} 为管壁作用力和流体作用力的函数，如式（9–13）所示

$$F_{ext}=F_w-F_f \tag{9-20}$$

流体压力作用于管帽产生流体作用力，可表达如下：

$$F_f=P_iA_i-P_eA_e$$

未约束管道的约束力（固定力）为零

$$F_{ext}=0$$

加帽端的管壁作用力由内部压力和外部压力所致：

$$F_w=P_iA_i-P_eA_e$$

当温度上升导致未约束管道膨胀时，温度效应使应变发生变化，但不会使应力发生变化。由于无约束力作用于管道，管道沿程的管壁作用力保持不变，未约束管道的纵向应力为

$$\sigma_{l,U}=\frac{p_iA_i-p_eA_e}{A_s} \tag{9-21}$$

环向应力和径向应力可由式（9–11）计算。

未约束管端的膨胀移动为：

$$\Delta=(\varepsilon_P+\varepsilon_T)L \tag{9-22}$$

完全约束管道

图 9.6 为管端安装了盲板法兰的约束管道，其横截面保持不变。约束管道的管端约束力为

$$F_{ext}=-E_a(T-T_a)A_s-(1-2v)(P_iA_i-P_eA_e) \tag{9-23}$$

管端的真实管壁作用力为：

$$F_w=\left[\frac{2v(p_iA_i-p_eA_e)}{A_s}-Ea(T-T_a)\right]A_s$$

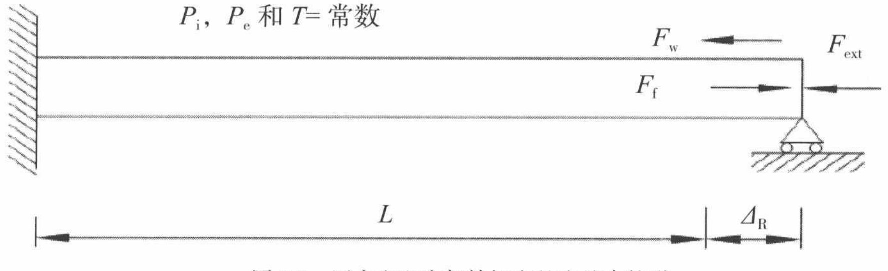


图 9.5　压力和温度保持恒定的未约束管道

因为径向和切向的约束条件没有变化，所以约束管道因内部压力所致的环向和径向应力与未约束管道是相同的，可由式（9–11）计算。

管端约束使纵向应力发生变化。流体压力作用于管帽并产生纵向力，其载荷路径直接延续至管端约束。这样对于完全约束管道，内部和外部压力的管帽效应不会在管道上产生纵向应力，管帽导致的纵向应力为零。约束管道管壁内的纵向压应力完全由环向和径向应力的泊松比效应所致，可由下式表达：

$$\sigma_{l,Poisson}=\frac{2v(p_iA_i-p_eA_e)}{A_s} \tag{9-24}$$

因而对于完全约束管段或虚拟固定管段，管壁的纵向合应力 $\sigma_{l,R}$ 为温度及泊松比压应力分量之和，可由下式表达

$$\sigma_{l,R} = \frac{2v\left(p_i A_i - p_e A_e\right)}{A_s} - Ea\Delta T \tag{9-25}$$

例如对于管端未约束的摩擦约束管道，管道过渡段长度内的管壁纵向应力可表达为：

$$\sigma_{l,R}\left(x\right) = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_s} - \frac{\mu_a wx}{A_s} \tag{9-26}$$

在这种情况下，未约束管端的纵向应力与式（9-21）所定义的未约束管道相同。随着 x 的增加，纵向应力减小并成为式（9-25）所定义的纵向应力，x 为从未约束管端至虚拟固定点的距离。

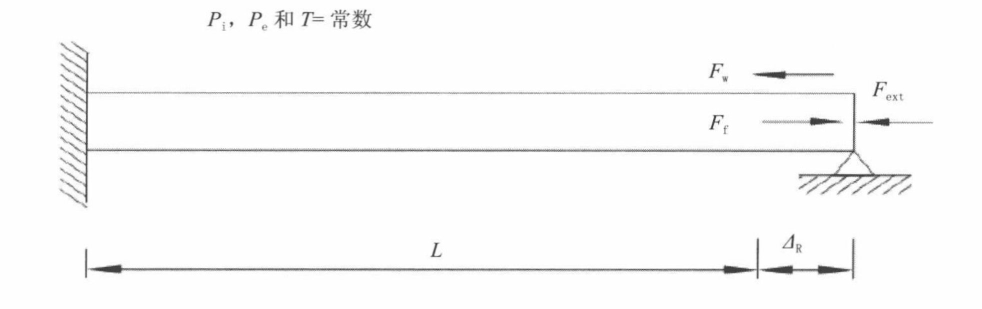


图 9.6　压力和温度保持恒定的约束管道

9.4　管道的有效轴向力
Effective Axial Force of Pipeline

Sparks[5] 提出有效轴向力一词用以说明内部压力和外部压力的作用，其定义如式（9-13）所示。Fyrileiv[6] 简介了有效轴向力的背景及其在水下工程中的应用。总体来看，有效轴向力是管道结构响应的主要因素，可影响侧向屈曲、隆起屈曲、稳定力、端部终端以及悬跨频率等。但就局部效应而言，例如局部屈曲、钢的应力和屈曲等，起主要作用的是真实轴向力。当使用管道有效轴向力时，应采用海

底管道的沉没重量。

图 9.7 为传统 S 型铺设安装过程中的管道结构和水平载荷。水平力平衡要求安装后海床上管端的残余铺管张力 $F_{residual}$ 与铺管船的水平张力 F_{pull} 相同。当管道刚铺设到海床上时，残余张力为管端处的有效张力。根据残余张力的定义，可用下式表达：

$$F_{residual}=F_w-p_{i,install}A_i+P_eA_e \quad (9\text{-}27)$$

式中 F_w 为安装过程中海床上管道的真实管壁轴向力；p_e 为管道的外部压力；而 $p_{i,install}$ 为安装过程中管道的内部压力。安装状态下真实管壁轴向力为：

$$F_w=F_{residual}+p_{i,install}A_i-P_eA_e$$

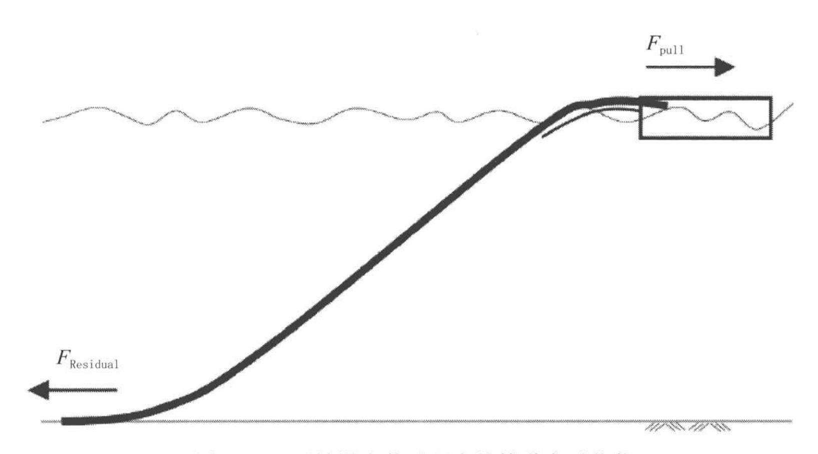


图 9.7　S 型铺设安装过程中的管道水平载荷

管道安装并约束在海床上后，导致有效轴向力变化的活动载荷为运行状态下管道的内部压力和温度。对于约束管道，当内部压力或温度增加时不会产生轴向移动，因而轴向应变不变。热膨胀、环向应力产生的张力以及泊松比效应（如果管道完全约束）使真实管壁轴向力成为压缩力。

$$F_w=F_{residual}+p_{i,install}A_i-p_eA_e+2\nu\,(p_i-p_{i,install})\,A_i-EA_s\alpha\,(T_i-T_{install}) \quad (9\text{-}28)$$

根据定义，可推导出以下完全约束管道的有效轴向力公式

$$\begin{aligned}S_0&=F_w-p_iA_i+p_eA_s\\&=F_{residual}-(1-2\nu)(p_i-p_{i,install})A_i-EA_s\alpha(T_i-T_{install})\\&=F_{residual}-(1-2\nu)(\Delta p_i)A_i-EA_s\alpha(\Delta T_i)\end{aligned} \quad (9\text{-}29)$$

式中：

S_0 为完全约束管道的有效轴向力；

$F_{residual}$ 为残余铺管张力或有效铺管张力；

Δ_{pi} 为与铺管状态相关的内部压差；

Δ_{Ti} 为与铺管状态相关的内部温差。

图 9.8 为海底长管在安装、水压测试和运行状态下的沿程有效轴向力分布，取决于轴向摩擦力、沉没重量、管道长度、管端条件、铺管张力以及管道在不同状态下的沿程压力和温度分布。图中张力为正值，而压缩力为负值。

当管道铺设在海床上时，土壤和管道之间不发生力传递，有效轴向力与管道中的残余铺管张力相同。如图 9.8 所示，整根管道包括管道中间的完全约束管段及两端的未约束管段。安装状态下的有效轴向力公式可表达如下：

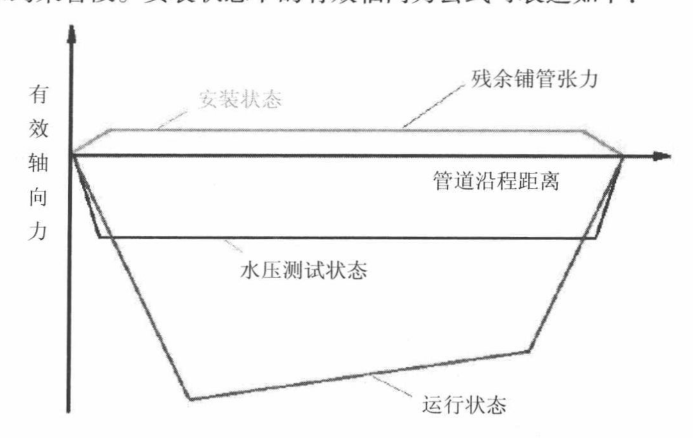


图 9.8　无屈曲管道的沿程有效轴向力分布

$$S_{\text{in,install}} = \begin{cases} \mu_a w_{\text{sub,install}} x + F_{\text{ext,in}} & \text{用于四通或立管连接} \\ F_{\text{residual}} & \text{用于固定管端} \end{cases}$$

$$S_{\text{out,install}} = \begin{cases} \mu_a w_{\text{sub,install}} (L-x) + F_{\text{ext,out}} & \text{用于四通或立管连接} \\ F_{\text{residual}} & \text{用于固定管端} \end{cases}$$

$$S_{\text{install}} = \min\left(S_{\text{in,install}},\ F_{\text{residual}},\ S_{\text{out,install}}\right) \tag{9-30}$$

式中 $S_{\text{in,stall}}$、$S_{\text{out,install}}$ 和 S_{install} 分别为入口端未约束管段、出口端未约束管段和整根管段的有效轴向力，x 为入口端至计算处的管道长度。

水压测试或运行状态下的有效轴向力公式可表达如下：

$$S_{\text{in,ope}} = \begin{cases} -\mu_a w_{\text{sub,ope}} x + F_{\text{ext,in}} & \text{用于四通或立管连接} \\ S_0 & \text{用于固定管端} \end{cases}$$

$$S_{\text{out,ope}} = \begin{cases} -\mu_{\text{a}} w_{\text{sub,ope}} (L - x) + F_{\text{ext,out}} & \text{用于四通或立管连接} \\ S_0 & \text{用于固定管端} \end{cases}$$

$$S_{\text{ope}} = \max\left(S_{\text{in,ope}},\ S_0,\ S_{\text{out,ope}}\right) \tag{9-31}$$

9.5 单管管道的膨胀
Expansion of Single-Pipe Pipeline

9.5.1 引言
Introduction

如果能够确定管道的应变状态，通过对管道沿程总应变进行积分可计算出其相对位移[7,8,9]：以下各节将针对不同管道问题详细介绍如何计算管端膨胀。

可通过下述程序确定管道的膨胀特性：

- 确定管道的应变状态；
- 确定管端至稳定点的管道过渡段长度；
- 对过渡段长度上的应变进行积分可得出管端总膨胀。

9.5.2 轴向应变和管端膨胀
Axial Strain and End Expansion

安装状态

安装状态下完全约束管段的轴向应变可由下式表达：

$$\varepsilon_{\text{l,installLR}} = \frac{1}{E}\left[\sigma_{\text{l,install}} - \nu\left(\sigma_{\text{h,install}} + \sigma_{\text{r,install}}\right)\right]$$

应力由下式表达：

$$\sigma_{\text{l,install}} = \frac{F_{\text{w,install}}}{A_{\text{s}}} = \frac{F_{\text{residual}} + p_{\text{i,install}} A_{\text{i}} - p_{\text{e}} A_{\text{e}}}{A_{\text{s}}}$$

以及

$$\sigma_{\mathrm{h,install}}+\sigma_{\mathrm{r,install}}=2\left(\frac{p_{\mathrm{i,install}}A_{\mathrm{i}}-p_{\mathrm{e}}A_{\mathrm{e}}}{A_{\mathrm{s}}}\right)$$

因而完全约束管段的轴向应变公式为

$$\varepsilon_{\mathrm{l,installLR}}=\frac{1}{EA_{\mathrm{s}}}\left[F_{\mathrm{residual}}+(1-2\nu)\left(p_{\mathrm{i,install}}A_{\mathrm{i}}-p_{\mathrm{e}}A_{\mathrm{e}}\right)\right]\tag{9-32}$$

管道铺放在海床上后就与安装管断开连接，只有 PLET 或四通产生的较小外部张力 F_{ext} 作用于管端。未完全约束管段的轴向应变公式为

$$\varepsilon_{\mathrm{l,installLU}}=\frac{1}{EA_{\mathrm{s}}}\left[F_{\mathrm{ext}}+(1-2\nu)\left(p_{\mathrm{i,install}}A_{\mathrm{i}}-p_{\mathrm{e}}A_{\mathrm{e}}\right)\right]+\frac{\mu_{\mathrm{a}}w_{\mathrm{s,install}}x}{EA_{\mathrm{s}}}\tag{9-33}$$

式中 x 为管端至估算位置的长度。上式第二项为摩擦应变，对于海底管道，如果第一项为负（管道收缩）则摩擦应变就为正。完全约束管段与未完全约束管段在虚拟固定点处连接，因为管道没有发生移动，所以未完全约束管段的轴向应变就与完全约束管段的轴向应变相同。安装状态下未完全约束管段的长度可表达为

$$L_{\mathrm{install}}=\frac{F_{\mathrm{residual}}-F_{\mathrm{ext}}}{\mu_{\mathrm{a}}w_{\mathrm{s,install}}}\tag{9-34}$$

中间完全约束管段的管道膨胀 Δ_{R} 可由下式得出：

$$\Delta_{\mathrm{R}}=\int_0^{L_{\mathrm{R}}}\varepsilon_{\mathrm{l,installLR}}dx=\varepsilon_{\mathrm{l,installLR}}L_{\mathrm{R}}$$

式中 L_{R} 为约束管段的长度。对于海底管道，式（9-32）的第一项为正而第二项为负。当外部压力过高时，管道会发生收缩，此时 Δ_{R} 为负值，其他情况下当管道铺放于海床上时会发生膨胀。

未完全约束管道的管端膨胀 Δ_{end} 可由下式得出：

$$\Delta_{\mathrm{end}}=\int_0^{L_{\mathrm{install}}}\varepsilon_{\mathrm{l,installLU}}dx=\left[\varepsilon_{\mathrm{l,installLR}}-\frac{\mu_{\mathrm{a}}w_{\mathrm{s,install}}L_{\mathrm{install}}}{2EA_{\mathrm{s}}}\right]L_{\mathrm{install}}\tag{9-35}$$

公式第一项为未完全约束管道在残余张力作用下的长度变化，残余张力由外部静水压和管道接触海床前的铺管张力所致。如果是基于管道接触海床前的状态来计算管道膨胀，则可移除此后并无作用的第一项。因而在水压测试及运行状态下进行膨胀计算时，将不包含静水压和铺管张力对管道膨胀的影响。

$$\begin{aligned}\Delta_{\text{end}} &= \int_0^{L_{\text{install}}} \left(\varepsilon_{\text{l,installLU}} - \varepsilon_{\text{l,installLU}}\right) \mathrm{d}x \\ &= \int_0^{L_{\text{install}}} \left(\frac{1}{EA_{\text{s}}} \left[F_{\text{ext}} - F_{\text{residual}} \right] + \frac{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,install}} x}{EA_{\text{s}}} \right) \mathrm{d}x \\ &= -\frac{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,install}} L_{\text{install}}^2}{2EA_{\text{s}}} = -\frac{\left(F_{\text{residual}} - F_{\text{ext}}\right)^2}{2EA_{\text{s}} \mu_{\text{a}} w_{\text{s,install}}}\end{aligned} \tag{9-36}$$

运行状态

因为管道安装后完全约束管段未发生移动，所以在水压测试或运行状态下完全约束管段的轴向应变与安装状态下是相同的，可由下式表达：

$$\varepsilon_{\text{l,ope,R}} = \frac{1}{EA_{\text{s}}} \left[F_{\text{residual}} + (1-2v)\left(p_{\text{i,install}} A_{\text{i}} - p_{\text{e}} A_{\text{e}} \right) \right] \tag{9-37}$$

未约束管段的轴向应变可表达为：

$$\varepsilon_{\text{l,ope,U}} = \frac{1}{EA_{\text{s}}} \left[F_{\text{ext}} + (1-2v)\left(p_{\text{i,ope}} A_{\text{i}} - p_{\text{e}} A_{\text{e}} \right) \right] + a\left(T_{\text{i}} - T_{\text{install}}\right) - \frac{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}} x}{EA_{\text{s}}} \tag{9-38}$$

因为上式的前两项为正并且管道在运行状态下发生膨胀，所以第三项摩擦应变就为负。虚拟固定点处未约束管段的轴向应变与完全约束管段是相同的。

$$F_{\text{ext}} + (1-2v)(p_{\text{i,ope}} A_{\text{i}} - p_{\text{e}} A_{\text{e}}) + EA_{\text{s}} a (T_{\text{i}} - T_{\text{install}}) - \mu_{\text{A}} w_{\text{s,ope}} L_{\text{ope}}$$
$$= F_{residual} + (1-2v)(p_{\text{i,install}} A_{\text{i}} - P_{\text{e}} A_{\text{e}})$$

水压测试或运行状态下未约束管段的长度可表达为

$$L_{\text{ope}} = \frac{F_{\text{ext}} - F_{\text{residual}} + (1-2v)\left(p_{\text{i,ope}} - p_{\text{i,install}} \right) A_{\text{i}} + EA_{\text{s}} a \left(T_{\text{i}} - T_{\text{install}} \right)}{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}}} = \frac{F_{\text{ext}} - S_0}{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}}} \tag{9-39}$$

或

$$S_0 = F_{\text{ext}} - \mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}} L_{\text{ope}}$$

运行状态下未约束管道的管端膨胀 $\Delta_{\text{end,ope}}$ 可由下式得出：

$$\Delta_{\text{end,ope}} = \int_0^{L_{\text{ope}}} \varepsilon_{\text{l,iopeU}} \mathrm{d}x = \left[\varepsilon_{\text{l,installLR}} + \frac{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}} L_{\text{ope}}}{2EA_{\text{s}}} \right] L_{\text{ope}} \tag{9-40}$$

如果安装状态下管道存在残余张力，运行状态下未约束管道的管端膨胀就可表达为

$$\Delta_{\text{end,ope}} = \frac{\mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}} L_{\text{ope}}^2}{2EA_{\text{s}}} = \frac{\left(F_{\text{ext}} - S_0\right)^2}{2EA_{\text{s}} \mu_{\text{a}} w_{\text{s,ope}}} \tag{9-41}$$

未约束管道的管端膨胀计算公式（9–40）同时适用于海底管道和陆上管道。

因为海底管道和陆上管道的残余张力和外部压力是完全不同的，所以不可忽略两者 $\varepsilon_{l,install,R}$ 的差别。但如果是根据管道接触海床之前的状态计算海底管道的管端膨胀，由于未约束管道的长度及管端膨胀不是外部压力和残余张力的函数，因而通过式（9–41）计算出的膨胀相同并且适用于海底管道和陆上管道。以下各节在计算未约束管道的管端膨胀时将忽略外部压力和安装张力的影响，这样根据压力载荷计算纵向应变的公式为

$$\varepsilon_{\mathrm{P}}=\frac{(1-2v)\left(p_{\mathrm{i,ope}}-p_{\mathrm{i,install}}\right)A_{\mathrm{i}}}{EA_{\mathrm{s}}} \tag{9–42}$$

温度变化导致的纵向应变可表达为

$$\varepsilon_{\mathrm{T}}=\alpha\left(T_{\mathrm{i}}-T_{\mathrm{install}}\right) \tag{9–43}$$

9.5.3 未约束边界长管的膨胀 Expansion of Long Pipeline with Unrestrained Boundary

图 9.2（a）为管端未约束的陆上长管模型，其残余铺管张力 F_{residual} 和外部张力 F_{ext}，如式（9– 37）所示都非常小，安装状态下轴向应变可以忽略。因为未约束管端之间的距离较远，使虚拟固定段在管道中间形成，所以管端特性是互不相关的。假定运行状态下管道的横截面不变，净内部压力 p 和内容物温度 T 保持恒定。式（9–42）和式（9–43）中的压力应变分量 ε_{P} 和温度应变分量 ε_{T} 平均分布于管道沿程，如图 9.2（b）和（c）所示。管道沿程的摩擦应变 ε_{f} 见式（9–6），呈线性增加，并与未约束管端的距离成正比，如图 9.2（d）所示。VAP 处的压力、温度和摩擦应变之和为零。VAP 与未约束管端之间的管道长度称为“过渡段长度 L”，可由下式确定：

$$\varepsilon_{\mathrm{P}}+\varepsilon_{\mathrm{T}}-\frac{\mu w_{\mathrm{s}}L}{A_{\mathrm{s}}E}=0 \tag{9–44}$$

对过渡段长度 L 求解得到

$$L=\frac{\left(\varepsilon_{\mathrm{P}}+\varepsilon_{\mathrm{T}}\right)A_{\mathrm{s}}E}{\mu w_{\mathrm{s}}} \tag{9–45}$$

未约束管端的总膨胀可由下式得到

$$\Delta=\int_0^L\left(\varepsilon_{\mathrm{P}}+\varepsilon_{\mathrm{T}}-\frac{\mu w_{\mathrm{s}}(L-x)}{A_{\mathrm{s}}E}\right)\mathrm{d}x=\frac{\left(\varepsilon_{\mathrm{P}}+\varepsilon_{\mathrm{T}}\right)L}{2} \tag{9–46}$$

管道沿程的位移分布如图 9.2（f）所示。

9.5.4 具有不同管截面的长管的膨胀

Expansion of Long Pipeline with Different Pipe Cross-Sections

为满足设计安全性和成本要求，海上平台附近的管段有时使用比管道其他部分更厚的管道制造。在这种情况下，总膨胀移动由两根横截面不同的相邻管段的组合效应所决定，因而进行膨胀分析就更为复杂。

图 9.9（a）为具有不同横截面的管道的膨胀。第一根管段从未约束管端至横截面发生变化处，其长度为 a，横截面面积为 A_{s1}，沉没重量为 w_1。从横截面发生变化处开始，管道的横截面面积为 A_{s2}，沉没重量为 w_2。下标 1 和 2 表示管段 1 和管段 2。

与未约束管端距离为（$L-x$）处的应变可表达如下：

对于 $0<(L-x)<a$

$$\varepsilon=\left(\varepsilon_{P1}+\varepsilon_{T}\right)-\frac{\mu w_1\left(L-x\right)}{A_{s1}E} \tag{9-47}$$

对于 $a<(L-x)<L$

$$\varepsilon=\left(\varepsilon_{P2}+\varepsilon_{T}\right)-\frac{\mu w_1 a}{A_{s2}E}-\frac{\mu w_2\left[\left(L-a\right)-x\right]}{A_{s2}E} \tag{9-48}$$

式中：

L 为过渡段总长度；

a 为未约束管端与横截面不连续处的距离；

ε_P 为压力导致的应变；

ε_T 为温度导致的应变。

虚拟固定点处的总应变为零，可由下式表达：

$$\varepsilon_{P2}+\varepsilon_{T2}-\frac{\mu w_1 a}{A_{s2}E}-\frac{\mu w_2(L-a)}{A_{s2}E}=0$$

因而：

$$L-a=\left(\varepsilon_{P2}+\varepsilon_{T2}-\frac{\mu w_1 a}{A_{s2}E}\right)\frac{A_{s2}E}{\mu w_2} \quad (9\text{–}49)$$

单个应变分量及总应变的分布如图 9.9（b）所示。

通过对虚拟固定点与未约束管端之间的总应变进行积分，未约束管端的位移可计算如下：

$$\Delta=\left[2(\varepsilon_{P1}+\varepsilon_{T})-\frac{\mu w_1 a}{A_{s1}E}\right]\frac{a}{2}+\left[(\varepsilon_{P2}+\varepsilon_{T})-\frac{\mu w_1 a}{A_{s2}E}\right]\frac{L-a}{2} \quad (9\text{–}50)$$

图 9.9（c）为具有不同横截面的长管的沿程位移分布。

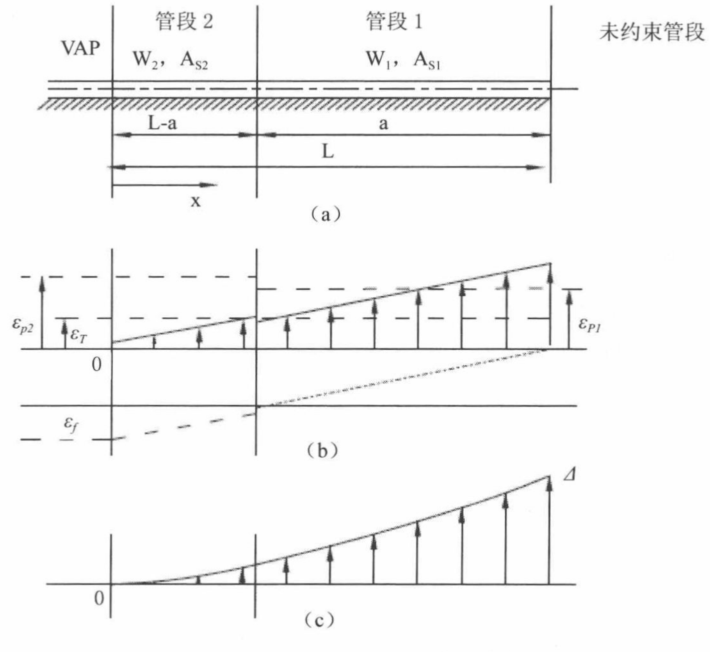


图 9.9　不同横截面的应变和位移分布

（a）模型　（b）总应变　（c）位移

9.5.5 具有衰减温度曲线的管道的膨胀 Expansion of Pipeline with Decaying Temperature Profile

由于热量会通过管壁传递至周围环境，管道内容物的温度将逐渐降低到周围海水的温度。如果入口处的管道内容物温度高于周围环境，随着管道沿程距离的增加，内容物温度将逐步衰减。温度衰减遵从指数曲线，见下式：

$$T_p = T_a + (T_{in} - T_a) e^{-\beta y} \tag{9-51}$$

式中：

T_P 为管道内容物的温度；

T_a 为周围海水的温度；

T_{in} 为入口温度；

y 为与管道入口的距离；

β 为热损失系数。

图 9.10 为管端未约束的长管样例，管道的温度曲线呈指数式衰减。流体从未约束的右管端开始流动。将温度公式代入热应变公式可得到下式：

$$\varepsilon_T = \alpha (T_{in} - T_a) e^{-\beta (L-X)}$$

式中：

ε_T 为温度应变；

x 为与虚拟固定点的距离；

α 为管道材料的线性热膨胀系数。

因而总应变为

$$\varepsilon = \varepsilon_P + a(T_{in} - T_a)e^{-\beta(L-x)} - \frac{\mu w_s (L-x)}{A_s E} \tag{9-52}$$

管道沿程的应变分量及总应变如图 9.10（b）所示。在虚拟固定点处，$x = 0$ 且总应变 $\varepsilon = 0$，得出下式：

$$0 = \varepsilon_P + a(T_{in} - T_a)e^{-\beta L} - \frac{\mu w_s L}{A_s E}$$

管道的过渡段长度为

$$L = \left[\varepsilon_P + a(T_{in} - T_a)e^{-\beta L}\right]\frac{A_s E}{\mu w_s} \tag{9-53}$$

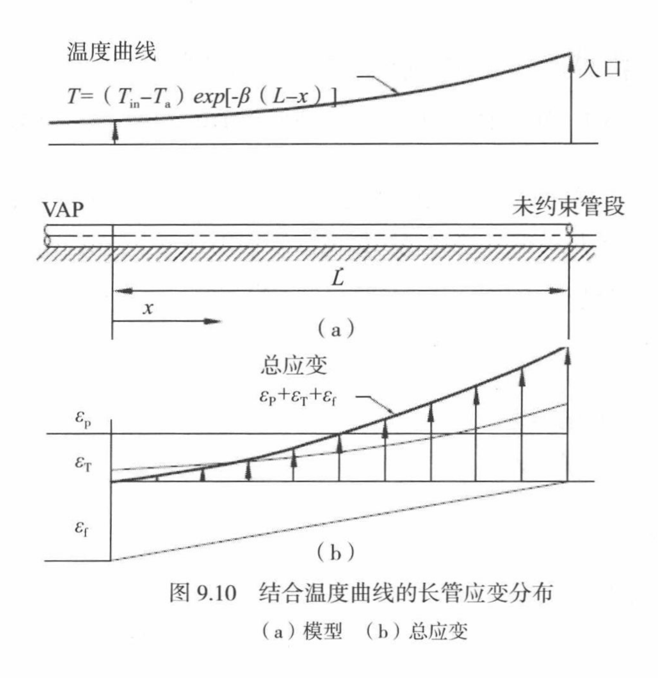


图 9.10　结合温度曲线的长管应变分布

（a）模型　（b）总应变

从公式中可以看出未知参数 L 出现在表达式两边，因而需要通过迭代进行求解。计算出长度后，通过对过渡段长度 L 上的应变进行积分可得出未约束管端的总位移。

$$\Delta = \int_0^L \left[\varepsilon_{\mathrm{P}} + \alpha\left(T_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{a}}\right)\mathrm{e}^{-\beta(L-x)} - \frac{\mu w_{\mathrm{s}}\left(L-x\right)}{A_{\mathrm{s}}E} \right]\mathrm{d}x$$

从上式可得出：

$$\Delta = \varepsilon_{\mathrm{P}} L + \alpha\left(T_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{a}}\right)\frac{\left(1-\mathrm{e}^{-\beta L}\right)}{\beta} - \frac{\mu w_{\mathrm{s}} L^2}{2A_{\mathrm{s}}E} \tag{9-54}$$

式中：

Δ 为未约束管端的位移。

9.5.6　未约束短管的膨胀

Expansion of Short Unrestrained Pipeline

“短”管指管道未约束两端的过渡段长度之和大于管道的总长度。对于短管，必须整体考虑管道的膨胀，而不是单独考虑各管端的膨胀。这是由于未约束管端

的过渡区在管道中间相连并互相影响。

图 9.11 为两端均未约束的短管模型，管道沿程的温度和压力曲线保持恒定。相应的应变分布如图 9.11（b）所示。管道沿程的温度和压力应变分量均保持不变。但摩擦分量从各管端开始呈线性增加，并在中点达到最大值。可以推知作用于中点两边管道的轴向力值相等且方向相反，因而在中点处达到平衡状态，中点也是虚拟固定点（VAS）。如果管道两端均未约束，各端的过渡段长度即为管道长度的一半。

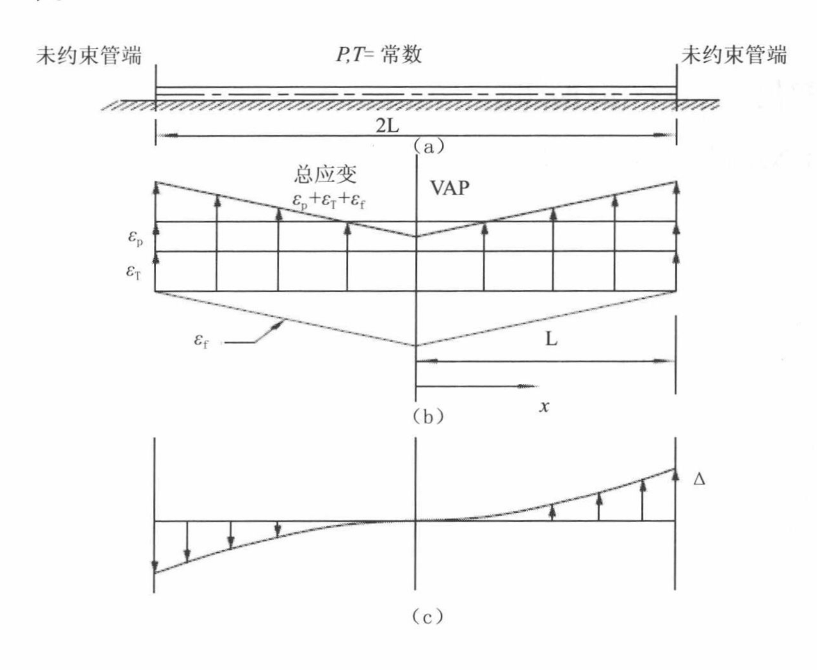


图 9.11　短管沿程的应变分布

（a）模型　（b）总应变　（c）位移

下式中 x 为计算点与 VAP 的距离，此处的总应变为温度、压力和摩擦分量之和。通过对整个过渡段长度上的总应变进行积分可计算出未约束管端相对于 VAP 的移动量：

$$\Delta = \int_0^L \left[\varepsilon_{\mathrm{p}} + \varepsilon_{\mathrm{T}} - \frac{\mu w_{\mathrm{s}}\left(L-x\right)}{A_{\mathrm{s}}E} \right] \mathrm{d}x$$

得出：

$$\Delta = \left(\varepsilon_{\mathrm{P}} + \varepsilon_{\mathrm{T}} - \frac{\mu w_{\mathrm{s}} L}{2 A_{\mathrm{s}} E} \right) L \tag{9-55}$$

式中：

Δ 为未约束管端的位移；

L 为过渡段的长度（此处为管道总长度的一半）。

上述情况下管道沿程的位移分布如图 9.11（c）所示。

9.6 PIP 系统的膨胀 Expansion of PIP System

9.6.1 引言 Introduction

HPHT 储层与已有平台之间的水下回接中广泛使用了管束和套管（PIP）结构，可以对出油管进行保温，防止油气在管道沿程冷却时生成腊和水合物。PIP 系统主要由保温内管（内出油管）和保护外管（外输送管）构成，PIP 和管束系统的详细介绍可参见第 17 章。

PIP 系统的结构特性取决于系统的总体特性以及内管和外管间的载荷传递机制。系统中产生的整体有效轴向力则取决于温度和压力运行条件，如果管道处于管端膨胀区（过渡段），外输送管和土壤间会产生摩擦阻力[10]。

9.6.2 虚拟固定点 Virtual Anchor Point

在运行温度和压力下，铺设于海床上的 PIP 管道的内管中会产生有效轴向力。当管道在运行状态下膨胀时，外管和海床间的土壤摩擦力会阻碍管道部件的自由热膨胀，导致系统中产生整体有效轴向力。整体有效轴向力的最大值取决于管道

是否会产生完全轴向约束。在管端膨胀区，整体有效轴向力为土壤摩擦力、与管端的距离以及管道沉没重量的函数，可表达为：

$$S=F_{ext}-w_s \cdot \mu_a x \tag{9-56}$$

式中 S 为整体有效轴向力、w_s 为 PIP 的沉没重量、μ_a 为轴向管土摩擦系数、x 为与管端的距离以及 F_{ext} 为阻力（若管端安装了四通或 PLET，阻力为负而拉伸为正）。管端产生的整体有效轴向力逐渐增加直至出现完全轴向约束，单根管道的整体有效轴向力如式（9-29）所示。

$$S_0=F_{residual}-(1-2\nu)(\Delta p_{i,f})A_{if}-EA_{s,f}a_f(\Delta T_f)-EA_{s,c}a_c(\Delta T_c) \tag{9-57}$$

式中：

S_0 为完全约束 PIP 出油管的整体有效轴向力；

$F_{residual}$ 为残余铺管张力或有效铺管张力；

$\Delta p_{i,f}$ 为内管的内部压差，相对于安装状态；

ΔT_f 为内管的温差，相对于安装状态；

ΔT_c 为外输送管的温差，相对于安装状态。

9.6.3 管端膨胀 End Expansion

可基于 PIP 出油管接触海床之前的状态计算管道膨胀。内管和外输送管的应变增量可采用与单根管道相同的方法见式（9-41）计算。

对于内管

$$\Delta\varepsilon_f=\frac{1}{EA_{s,f}}\left[T_f+(1-2\nu)\Delta p_{f,i}A_{f,i}\right]+\alpha_f\Delta T_f \tag{9-58}$$

对于外输送管

$$\Delta\varepsilon_c=\frac{T_c}{EA_{s,c}}+\alpha_c\Delta T_c-\frac{\mu_a w_s x}{EA_{s,c}} \tag{9-59}$$

式中：

T 为管端的有效张力，为 F_{ext}、$F_{residual}$ 及内管与外输送管间的作用力之和；

$\Delta\varepsilon$ 为内管或外输送管的应变增量；

μ_a 为外输送管与海床间的轴向摩擦阻力系数；

w_s 为 PIP 管段单位长度的沉没重量；

A_s 为横截面面积；

E 为杨氏模量。

对于无中间锚固件的 PIP 出油管，内管和外输送管都在管端锚固件处进行连接。内管和外输送管的总伸长量是相同的，假定两者之间无摩擦力，总伸长量可由下式表达：

$$\Delta\varepsilon_f=\Delta\varepsilon_{c,1}+\Delta\varepsilon_{c,2} \tag{9-60}$$

$$\int_0^L\left(\frac{T1_f+(1-2\nu)\Delta p_{f,i}A_{f,i}}{EA_{s,f}}+\alpha_f\Delta T_f\right)dx=\int_0^{L1_c}\left(\frac{T1_c-\mu_a w_s x}{EA_{s,c}}\right)dx+\int_{L-L2_c}^{L}\left(\frac{T2_c-\mu_a w_s(L-x)}{EA_{s,c}}\right)dx \tag{9-61}$$

式中：

L 为 PIP 出油管的长度；

$L1_c$，$L2_c$ 为分别为外输送管管端 #1（左）和管端 #2（右）的过渡段长度；

$T1$，$T2$ 为分别为管端 #1 和管端 #2 的有效张力。

内管和外输送管的管端有效张力存在以下关系：

$$T1_f+T1_c=F_{ext,1}+F_{residual1} \tag{9-62}$$

$$T2_f+T2_c=F_{ext,2}+F_{residual2} \tag{9-63}$$

$$T1_f+\alpha_f\Delta T(0)(A_{s,f}E)=T2_f+\alpha_f\Delta T(L)(A_{s,f}E) \tag{9-64}$$

在外输送管的虚拟固定点处，应变增量为零，因而

$$T1_c-\mu_a w_s L1_c=0 \tag{9-65}$$

$$T2_c-\mu_a w_s L2_c=0 \tag{9-66}$$

根据式（9-61）~ 式（9-66）可以计算出外输送管管端的过渡段长度 L_{1c}、L_{2c} 以及内管和外输送管管端的有效张力 T_{1f}、T_{2f}、T_{1C} 和 T_{2C}。因而可由下式计算外输送管的管端膨胀：

$$\Delta 1=\int_0^{L1_c}\left(\frac{T1_c-\mu_a w_s x}{EA_{s,c}}\right)dx \tag{9-67}$$

$$\Delta 2=\int_{L-L2_c}^{L}\left(\frac{T2_c-\mu_a w_s(L-x)}{EA_{s,c}}\right)dx \tag{9-68}$$

如果 PIP 出油管的长度小于外输送管两端的虚拟固定长度之和，就将出油管称为“短管”。出油管第一个管端的虚拟固定点位置根据出油管两端的总有效张

力确定，可由下式得出：

$$L_1 = \frac{L}{2} + \frac{F_{\text{ext},1} + F_{\text{residual},11} - F_{\text{ext},2} + F_{\text{residual},2}}{w_s \cdot \mu_a}$$

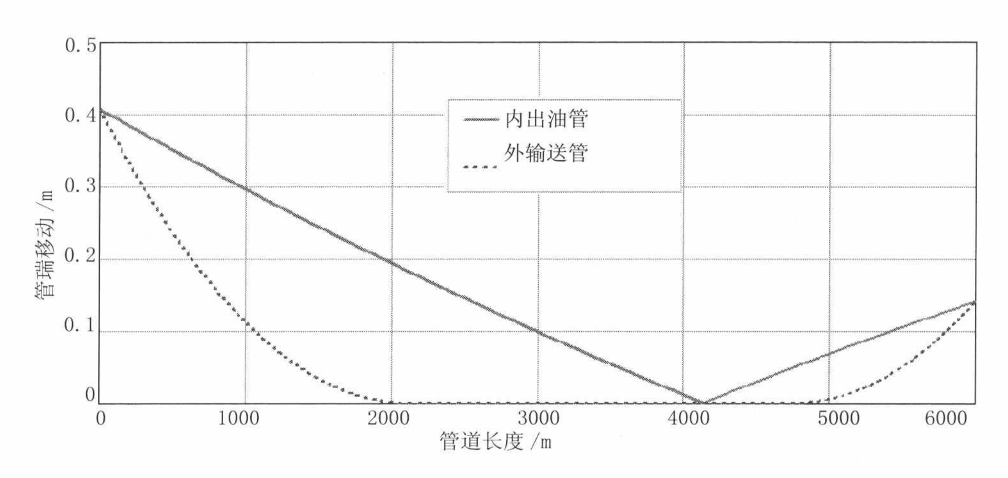


图 9.12　长 PIP 出油管沿程的位移分布

长 PIP 出油管内管和外输送管的轴向移动计算结果如图 9.12 所示。

9.7　膨胀分析样例
Examples of Expansion Analysis

本节将使用 Mathcad 工作表并结合温度曲线对单根管道进行热膨胀分析，并计算管道两端的膨胀及虚拟固定距离。作为样例，管道沿程使用了两种温度曲线：

（1）管道沿程为恒定温度曲线；

（2）管道沿程为指数式衰减温度曲线。

$$T_x = T_{\text{amb}} + \left(T_{\text{in}} - T_{\text{amb}}\right)\exp\left(-\frac{\beta x}{L}\right)$$

热膨胀分析所需的输入参数概述如下：

- 管道和涂层性质；
- 管道内容物的重量；

- 管道沿程的温度曲线；
- 压力曲线（管道沿程通常使用设计压力）；
- 岩土数据（摩擦系数，特别是轴向摩擦系数）；
- 管道的埋地深度。

表 9.2 详细列出了所需的输入参数。

表 9. 2　热膨胀分析的输入数据

管道参数	符号	值	国际单位
钢管外径	D	323.9	mm
管道长度	L	20	km
钢管壁厚	t_w	14.3	mm
钢的密度	ρ_s	7850	$kg \cdot m^{-3}$
防腐涂层厚度	t_{c1}	0.5	mm
防腐涂层密度	ρ_{c1}	1300	$kg \cdot m^{-3}$
保温涂层厚度	t_{c2}	30	mm
保温涂层密度	ρ_{c2}	800	$kg \cdot m^{-3}$
内容物密度	ρ_c	800	$kg \cdot m^{-3}$
钢的弹性模量	E	$2.1 x10^5$	MPa
钢的泊松比	v	0.3	
热膨胀系数	α	$1.17 x10^{-5}$	1/℃
运行数据			
管壁两侧的压差	ΔP	150.0	Bar
入口温度	T_{in}	95	℃
温度衰减常数	β	3.0	
环境数据			
海水密度	ρ_{sea}	1025	$kg \cdot m^{-3}$
安装时的环境温度	T_{amb}	6.0	℃
轴向库仑摩擦系数	μ_a	0.7	
土壤的沉没重量	γ	9.0	$kN \cdot m^{-3}$
静止状态下的土体压力系数	k_0	0.5	
埋地深度	h	0.0	m

Mathcad 工作表分析方法介绍如下：

第一步：计算管道单位长度的沉没重量 W_{sub}；

第二步：确定 VAP 的位置（$L_{VAP}=x$），此处土壤摩擦力与有效作用力相同且轴向应变为零。

$$F_{f,VAP}=F_{E,VAP}$$

$$F_{f,VAP}=-\mu_a W_{sub} L_{VAP}$$

$$F_{E,VAP}=-A_b \Delta p（1-2v）-E\alpha（T_{VAP}-T_{amb}）A_S$$

式中：A_b 为管道内圆面积；

A_s 为钢管的横截面面积；

W_{sub} 为管道单位长度的沉没重量（N/m）。

第三步：确定管端膨胀，管端膨胀为从 VAP 至管端的轴向应变的积分：

$$\Delta=\int_0^{VAP}\left(\varepsilon_{pressure}+\varepsilon_{temp}-\varepsilon_{soil}\right)dx$$

内部压力和外部压力的压差所导致的应变

$$\varepsilon_{pressure}=\frac{A_b \Delta P(1-2v)}{EA_s}$$

安装后温度上升导致的应变

$$\varepsilon=\alpha（T_x-T_{amb}）$$

土壤摩擦阻力导致的应变

$$\varepsilon_{soil}=\frac{\mu W_{sub} x}{EA_s}$$

使用 Mathcad 工作表进行管道热膨胀分析所得到的结果包括出油管的管端位移、有效轴向力分布以及位移分布。

9.7.1 具有恒定 *P* 和 *T* 曲线的出油管的膨胀 Expansion of Flowline with Constant P & T Profiles

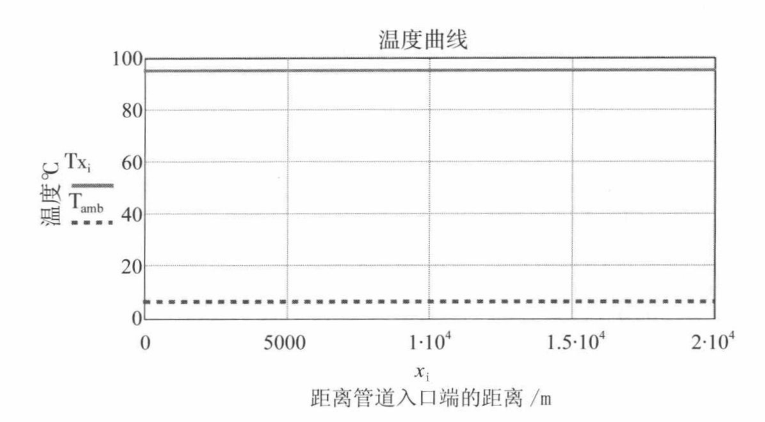


图 9.13 管道沿程的温度分布

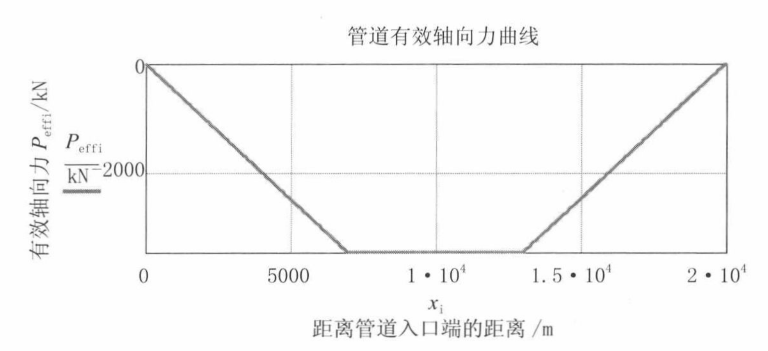


图 9.14 具有恒定 T 曲线的管道的有效轴向力分布

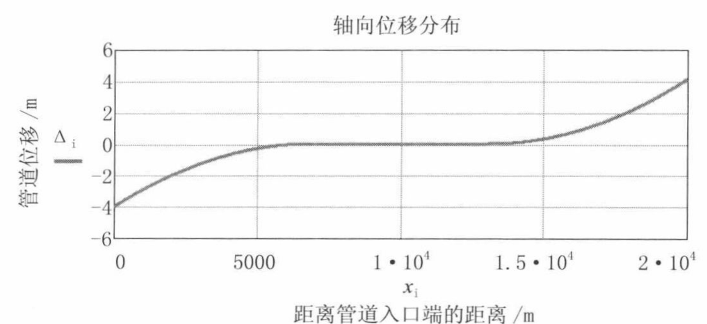


图 9.15 具有恒定 T 曲线的管道沿程轴向位移分布

9.7.2 具有衰减温度曲线的出油管的膨胀
Expansion of Flowline with Decaying Temperature Profile

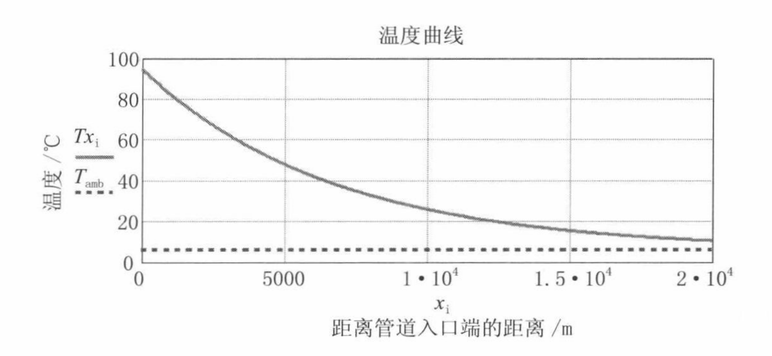


图 9.16　运行状态下管道沿程的温度分布

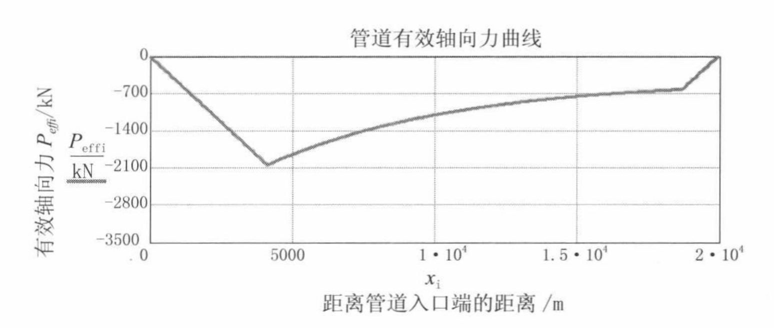


图 9.17　具有衰减温度曲线的管道的有效轴向力分布

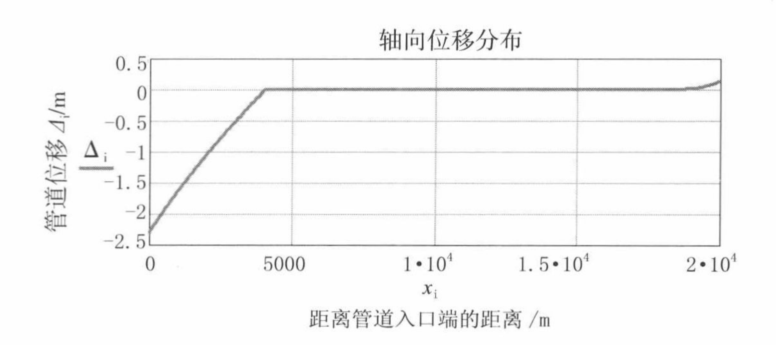


图 9.18　具有衰减温度曲线的管道的轴向位移

9.8 参考文献 References

[1] B. Maldonado, A. Arrazola, and B. Morton, Ultra–deep HP/HT Completions: Classification, Design Methodologies, and Technical Challenges, OTC17927, 2006.

[2] M. Dixon, HP/HT Design Issues in Depth, E & P, 2005.

[3] DNV, Global Buckling of Submarine Pipelines, DNV–RP–F110, 2007.

[4] ASCE, Guidelines for the Design of Buried Steel Pipe, American Lifelines Alliance, 2001.

[5] C.P. Sparks, The Influence of Tension, Pressure and Weight o Pipe and Riser Deformations and Stresses, Journal of Energy Resources Technology, Vol. 106, pp. 46 ~ 55, 1984.

[6] O. Fyrileiv, and L. Collberg, Influence of Pressure in Pipeline Design–Effective Axial Force, OMAE 2005–67502, 2005.

[7] A. C. Palmer, M. T. S. Ling, Movements of Submarine Pipelines Close to Platforms, OTC 4067, 1981.

[8] H.S. Choi, Expansion Analysis of Offshore Pipelines Close to Restraints, ISOPE–1995, 1995.

[9] J.C. Suman, and S. A. Karpathy, Design Method Addresses Subsea Pipeline Thermal Stresses, Oil & Gas Journal, Aug, 1993.

[10] G.E. Harrison, N. Y. Kershenbaum, and H. S. Choi, Expansion Analysis of Subsea Pipe in Pipe Flowline, Proc. of 7th IOPEC, Honolulu, May, 1997.

第 10 章　侧向屈曲和管道轴向移动

Lateral Buckling and Pipeline Walking

10.1 引言 Introduction

在运行加热和冷却循环过程中，由管端设备和土壤约束或半约束的高温高压（HPHT）管道会发生明显纵向膨胀和收缩，导致管道失直度（OOS）较大或缺陷(轴向压缩载荷所致)位置处出现整体屈曲。暴露于海床上的管道会发生侧向屈曲，而埋放或约束于沟道中的管道会发生隆起屈曲。不可控整体屈曲可使管道出现过度塑性变形，如果不进行适当控制，运行过程中的多次加热冷却循环可能会导致局部屈曲压溃和 / 或循环疲劳失效。侧向屈曲不一定会导致泄漏失效。例如对于在约 3 km 距离内发生几处屈曲的输气管，其侧向移动在几米之内的话，由于应力和疲劳都非常小，所以不必采取进一步措施，但就此认为侧向屈曲不会导致泄漏失效是不正确的。如 2000 年 1 月，巴西瓜纳巴拉湾的一根管道突然发生侧向移动 4m 的屈曲并断裂，导致 7000 桶原油泄漏。调查发现管道失效时，其发生侧向移动是运行状态下压力和温度升高所致。图 10.1 为单根管道和套管在周期性热载荷作用下因疲劳和断裂破损而失效。

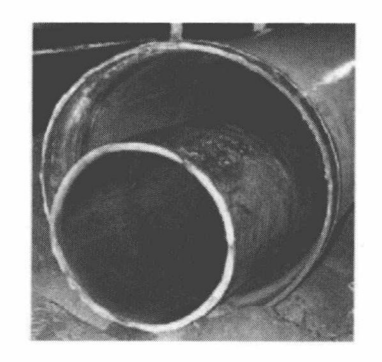



图 10.1 疲劳破损导致管道失效[1]

与管道侧向屈曲最相关的失效模式包括[2]：

- 局部屈曲，通常是过度使用导致的主要失效模式；
- 泄漏，原因是：

– 过度使用导致横截面拉伸侧发生断裂失效；

– 周期性热载荷作用下出现低周疲劳；

– 马氏体钢（13%Cr）和铁素体 – 奥氏体钢（双相和超级双相）会发生氢致应力开裂（HISC）。

海床上的管道加热时会膨胀，膨胀被海床产生的摩擦力所阻碍。管道冷却时收缩，但海床摩擦力会阻碍管道回到其初始位置。如果加热 / 冷却循环过程中出现较大的热梯度，管道可产生轴向棘轮效应并向冷却端移动。多次循环后，这种移动会产生非常大的整体轴向移动并使管端的短管或跨接管过载。此累积轴向移动称为“管道轴向移动”。管道轴向移动可导致以下问题：

- 管端的短管 / 跨接管上出现过应力；
- 如果管端与 SCR 连接，SCR 会失去张力；
- 侧向移动导致侧向屈曲内的载荷增加；
- 需用锚进行约束，防止管道发生轴向移动；
- 约束系统路径弯曲处的弯度增加。

近十年来侧向屈曲和管道轴向移动现象已经得到了广泛研究。业界采用了许多方法来限制侧向屈曲和管道轴向移动，包括蛇形铺设、支墩、分布式浮力、开沟和埋放、膨胀四通等。还设计了计划屈曲启动设备（例如分布式浮力节或支墩加厚管）来控制整体屈曲，以确保管道的完整性。计划屈曲启动设备在许多项目中都得到了成功应用。计划屈曲启动设备有规律地分布在管道沿程，用以将轴向载荷降低至可以接受的水平。近年来，有限元分析软件被广泛用于模拟和预测管道对整体屈曲的响应。

对于产生整体屈曲的 HPHT 管道，为了推动其设计领域知识的发展而于近期实施了两个联合工业项目（JIP）HOTPIPE 和 SAFEBUCK。

HOTPIPE JIP [3] 针对 HPHT 管道的结构设计，其设计标准基于应用可靠性方法对分项安全系数进行修正，以便与 DNV–OS–F101 制定的安全理念保持一致。

SAFEBUCK JIP – SAFEBUCK 设计指南 [4] 基于 JIP 成员提供的四条运行管道的现场测量数据提出了一种方法。

10.1.1　侧向屈曲响应 Lateral Buckling Response

如果有效压缩轴向力足够大，细长结构物就会发生欧拉屈曲（整体屈曲），

例如管道。整体屈曲包括侧向屈曲和隆起屈曲。典型的侧向摩擦系数都小于 1，因而土壤阻力产生的均匀分布侧向摩擦力小于管道的沉没重量。如果将管道铺放于海床上而未开沟或埋放，管道更容易产生侧向屈曲而不是隆起屈曲。Hobbs 的早期研究考虑了管道侧向屈曲问题并进行了理论分析 [5]。作为研究工作的一部分 Hobbs 进行了实验并通过实验发现管道变形有许多不同的屈曲模态，最常见的模态如图 10.2 所示。

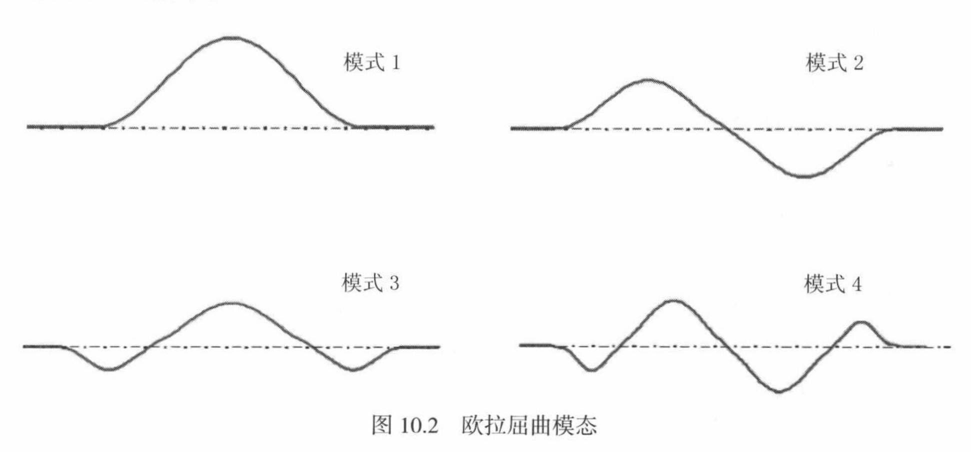


图 10.2　欧拉屈曲模态

模式 1 和 3 关于穿过屈曲中心并与管道初始中心线垂直的轴对称，而模式 2 和 4 则不对称。模式 1 是管道隆起屈曲中经常观察到的模式，因为该模式需要在屈曲构形各端集中侧向力以保持平衡，所以不会出现在侧向屈曲中。这些侧向力无法由侧向摩擦力单独产生，还需通过隆起屈曲垂直方向的土壤产生。如果没有这些集中力，管道的侧向变形将在中央弓形两端处“超出”，管道侧向屈曲将采用模式 3 而不是模式 1。由于管土相互作用的复杂性、失直度特征的随机性以及屈曲特性固有的不稳定性，侧向屈曲的模态很难预测。Hobbs 法已经得到认可，自 20 世纪 80 年代中期以来许多发表的论文都将其与管道的实际特性进行了比较。

10.1.2　Hobbs 法
Hobbs’ Method

用于确定侧向屈曲的参数和公式如下所示 [6]。产生屈曲所需的有效轴向力可表达为

$$P(z)=\frac{k_1\cdot E\cdot I}{\left[L(z)\right]^2}+k_3\cdot\mu_a\cdot\omega\cdot L(z)\cdot\left\{\left[1+\frac{k_2\cdot E\cdot A\cdot\mu_l^2\cdot\omega\cdot\left(L(z)\right)^5}{\mu_a\left(E\cdot I\right)^2}\right]^{0.5}-1\right\} \tag{10-1}$$

屈曲幅度为

$$y(z)=\frac{k_4\cdot\mu_l\cdot\omega\cdot\left[L(z)\right]^4}{E\cdot I} \tag{10-2}$$

屈曲内的作用力为

$$P_{buck}(z)=\frac{k_1\cdot E\cdot I}{\left[L(z)\right]^2} \tag{10-3}$$

屈曲导致的最大弯矩为

$$M=k_5\cdot\mu_l\cdot\omega\cdot\left[L(z)\right]^2 \tag{10-4}$$

式中：

z 为管道位置；

$L(z)$ 为屈曲长度；

μ_l 为海床的侧向摩擦系数；

μ_a 为海床的轴向摩擦系数；

ω 为管道的单位沉没重量；

A 为管道横截面面积；

E 为杨氏模量；

k_n 为屈曲常数。

表 10.1 给出了上式中屈曲常数的值 k_n。

表 10.1　屈曲模式的屈曲常数 k

屈曲模式	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5
1	80.76	6.391e–5	0.5	2.407e–3	0.0694
2	39.48	1.743e–4	1.0	5.532e–3	0.1088
3	34.06	1.668e–4	1.294	1.032e–2	0.1434
4	28.20	2.144e–4	1.608	1.047e–2	0.1483

如果管道出现屈曲，随着屈曲的发展有效力会发生变化，屈曲中的作用力将

减小。可发生屈曲的管段的最大长度等于管道的未约束膨胀长度。但是屈曲管段中的轴向力（P）不为零。管道从无屈曲状态到发生屈曲后屈曲管段长度的增加量 Δl 可由下式确定：

$$\Delta l = \frac{(P_{\text{buck}} - P) \cdot L}{A \cdot E} \tag{10-5}$$

屈曲发生时，随着作用力从 P_0 减小至 P，相邻滑动管段（L_s）的膨胀可表达为

$$\Delta l_s = \frac{(P_{\text{buck}} - P) \cdot L_s}{A \cdot E} \tag{10-6}$$

式中：

$$L_s = \frac{P_{\text{buck}} - P}{\mu_a \omega} \tag{10-7}$$

屈曲导致的总膨胀为

$$\Delta L = \Delta l + \Delta l_s = \frac{(P_{\text{buck}} - P)}{A \cdot E} \cdot \left[L + \frac{(P_{\text{buck}} - P)}{\mu \cdot \omega} \right] \tag{10-8}$$

对于双屈曲模式 2 和 4，可将上式中的 L 替换为 $2L$。就概念设计而言，Hobbs 评估法足以核查管道是否会发生整体屈曲。

10.1.3 侧向屈曲的极限状态设计 Limit State Design for Lateral Buckling

就管道自身而言，侧向（整体）屈曲不是一种失效模式，如果管道在后屈曲构形中能保持完整性，其发生侧向屈曲是可以接受的。但对于发生屈曲后的管道，可能的失效模式包括：

- 局部屈曲；
- 椭圆变形；
- 疲劳和断裂；
- 管道轴向移动。

管道轴向移动本质上不是真正的失效模式，此处列出是因为其可能导致管端连接（例如水下跨接管）失效。

针对发生屈曲后的管道，DNV-RP-F110 和 Safebuck 使用了不同的极限状态设计标准[7]。对处于后屈曲状态的管道，DNV-RP-F110 使用载荷可控局部屈曲准则，而 Safebuck 则使用位移可控准则。当管道通过管土阻力对所承载的压力和温

度进行响应时，不能认为管道状态为完全位移可控，使用位移可控状态需得到相应预防措施的支持。同样，由于屈曲状态下承载力降低，也不能认为管道状态为完全载荷可控。管道的屈曲特性难以预测，但管道设计必须确保其在各种状态下都能保持安全并且不发生失效，因而对于整体屈曲控制应解决以下问题：

- 应力和应变与屈曲在管道上的位置相关，取决于屈曲间距及运行温度和压力；
- 整体屈曲的位置取决于管道的局部失直度；
- 土壤阻力难以精确预测，解决其不确定性问题应使用侧向和轴向的土壤阻力极限；
- 采用可靠性技术来理解整体屈曲的不确定性。

侧向屈曲可能会导致管道失效，解决方法为：①安装中间膨胀四通以减小轴向力，防止屈曲发生；②在直管上安装屈曲“启动设备”，通过控制特定位置的屈曲以减小轴向载荷。间隔合适的屈曲启动设备可确保屈曲位置只发生有限的热传导，使屈曲处的载荷处于可接受的水平。

10.2 屈曲产生 Buckle Initiation

10.2.1 有效轴向力 Effective Axial Force

管道的整体响应由有效压缩轴向力确定，详见本书 9.4 节“管道的有效轴向力”。对于完全约束管道，有效轴向力可表达为

$$S_0=F_{\text{residual}}-(1-2\nu)(\Delta p_i)A_i-EA_s\alpha(\Delta T_i)$$

对于中间管段完全约束而两端未约束的管道，运行状态下有效轴向力可由下式表达：

$$S_{\text{in,ope}}=\begin{cases}-\mu_a w_{\text{sub,ope}}x+F_{\text{ext,in}} & \text{用于四通或立管连接}\\ S_0 & \text{用于固定管端}\end{cases}$$

$$S_{\text{out,ope}}=\begin{cases}-\mu_a w_{\text{sub,ope}}(L-x)+F_{\text{ext,out}} & \text{用于四通或立管连接}\\ S_0 & \text{用于固定管端}\end{cases}$$

$$S_{ope}=\max\left(S_{in,ope}, S_0, S_{out,ope}\right)$$

图 10.3 为管端未约束及管端固定的长管在运行状态下其沿程的有效轴向力分布。图中点线为两端固定的管道，实线为管端未约束的管道，管端处的有效轴向力为零，并因海床的摩擦力约束而逐渐增加。滑动区中的作用力曲线斜率由轴向摩擦力 $\mu_a w_{sub,ope}$ 确定。虚拟固定点（VAP）处的摩擦力约束足以防止发生任何膨胀，管道中的轴向总应变为零。图中显示在管道中段系统产生了一个完全约束段，位于两个虚拟固定点之间。膨胀在虚拟固定点和管端之间发生。如果是短管，其总长度可能不足以使管道被完全约束，如图 10.4 所示。端部未约束的短管无法达到完全约束位置，而是在接近中点处形成虚拟固定点，管道向此点两侧发生膨胀。在这种情况下，虚拟固定点处的位移为零，但轴向应变不为零。管道的最大轴向力可显著小于完全约束力。

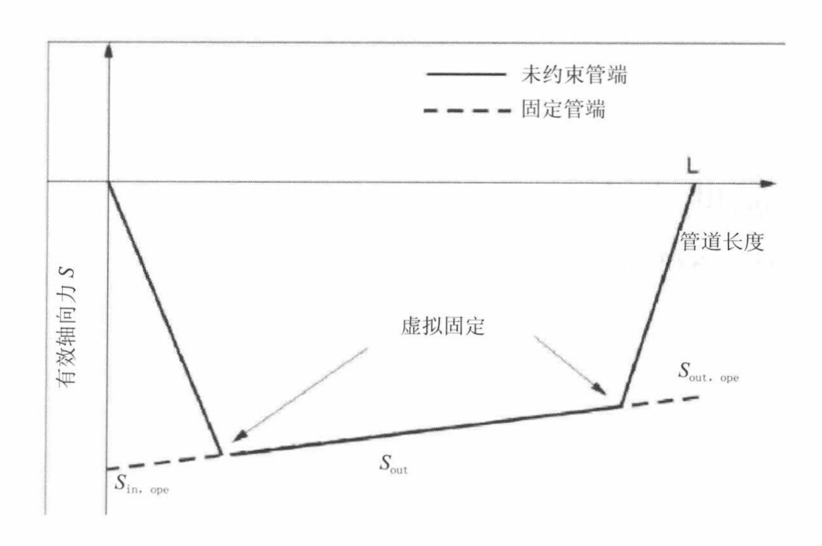


图 10.3　直管的有效轴向力

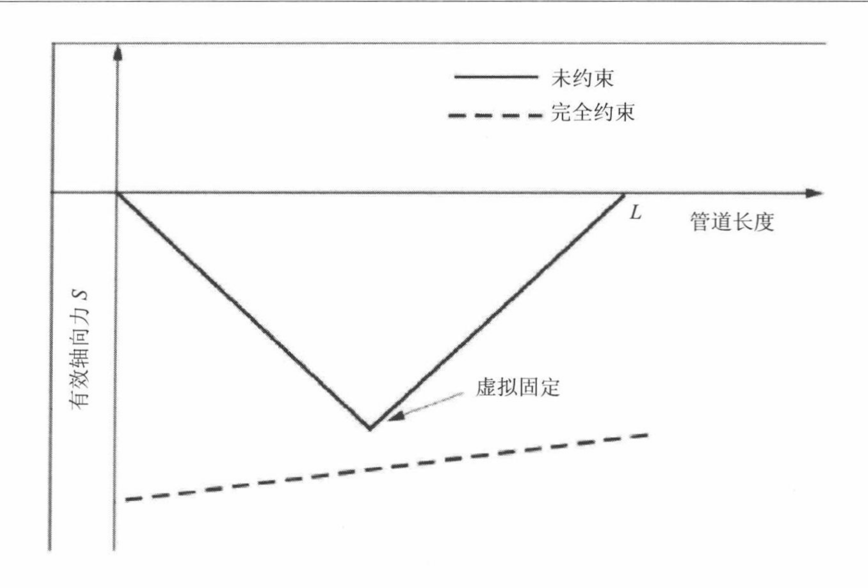


图 10.4　短直管的有效轴向力

10.2.2 侧向屈曲 Lateral Buckling

如果有效压缩轴向力足够大，管道会发生侧向屈曲，管道在后屈曲状态下出现屈曲时产生的有效力会发生变化。随着屈曲的发展，屈曲中的有效轴向力将减小。接近管道中点处形成屈曲的情况如图 10.5 所示。屈曲处有效压缩力的减小导致管道从两侧形成屈曲，在屈曲管段的端部管道再次达到完全约束状态。

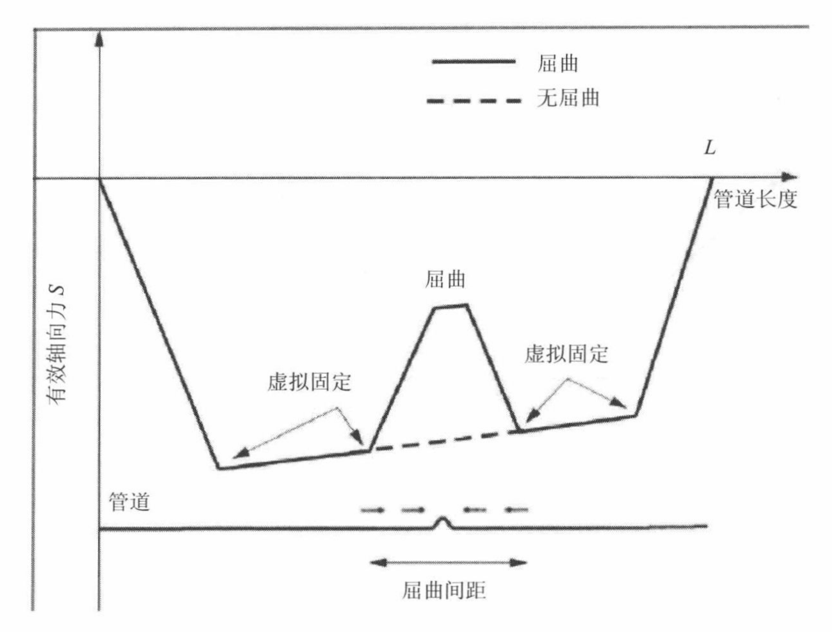


图 10.5　后屈曲构形中的轴向力分布 [8]

如果管道非常长，系统中有可能会形成多个屈曲。如图 10.6 所示，管道中形成了 8 个屈曲。对于所有移动管段，有效轴向力曲线的斜率均由轴向摩擦力决定。相邻屈曲之间一定存在一个虚拟固定点，管道膨胀方向在此处发生改变。

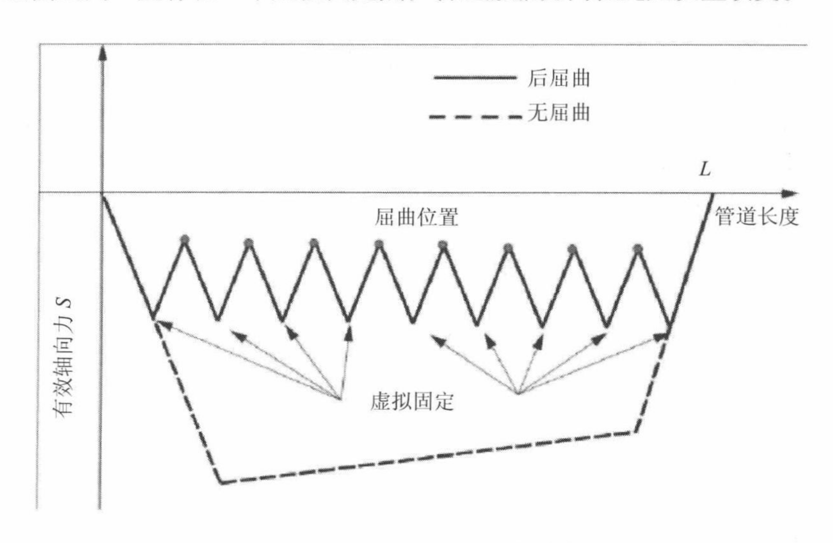


图 10.6　多屈曲情况下的有效轴向力分布

10.2.3 屈曲初始载荷 Buckling Initiation Load

侧向屈曲由三个参数决定：有效轴向力、失直度（OOS）和边界约束。对于不同边界条件下的纯弹性整体屈曲以及弹性基础上的屈曲都有相应的解析方法。

典型的有效轴向力 – 屈曲响应曲线如图 10.7 所示。屈曲响应曲线的形状取决于侧向阻力和初始缺陷。图中绘出了 Hobbs 提出的无缺陷管道解析平衡法作为参考。当缺陷为零时，屈曲的有效轴向力为无穷大，说明无缺陷直管不会发生屈曲。极小的缺陷可产生极大的跳跃。随着初始失直度增加，在较小的有效载荷下出现了跳跃。最终当缺陷大到一定程度时，跳跃被消除，代之以单值放大的初始弓形。

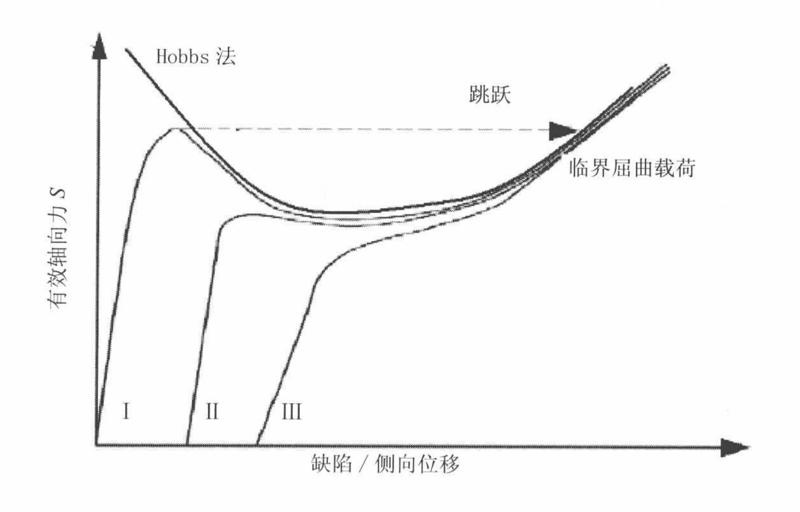


图 10.7　侧向屈曲的整体响应曲线 [5]

尽管通过 Hobbs 法可以得到屈曲载荷，但由于管土相互作用的不确定性，Hobbs 法未能广泛应用于管道屈曲预测。通常使用有限元分析程序并结合解析法来确定管道的临界屈曲载荷。有限元分析可用于评估侧向缺陷对临界屈曲载荷的影响，这是解析屈曲理论难以做到的，但对于无侧向缺陷的情况，两种方法的结论比较一致。图 10.8 为单支墩管道的临界屈曲载荷样例，由通用有限元软件 ABAQUS 计算。随着温度载荷的增加，开始时有效压缩力也是增加的，但当达到临界屈曲载荷时会突然下降。图中，温度从载荷步为 0.0 的环境温度上升至载荷

步为 1.0 的运行温度。

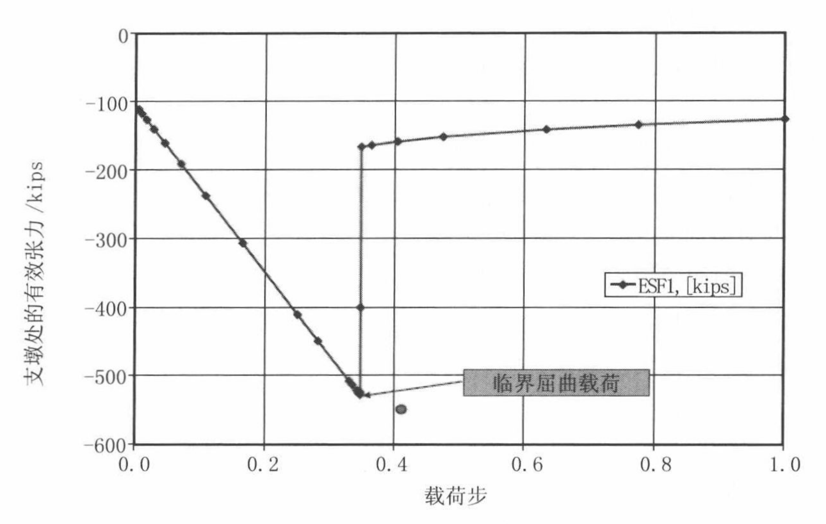


图 10.8　基于有限元分析的临界屈曲载荷

10.2.4 支墩参数对临界屈曲载荷的影响 Parameter Effects of Sleepers on Critical Buckling Load

对于将支墩作为屈曲启动设备的管道，其临界屈曲载荷为以下参数的函数：①管道刚度；② 侧向缺陷的曲率；③沉没重量和土壤或支墩表面产生的侧向接触阻力；④支墩的高度。

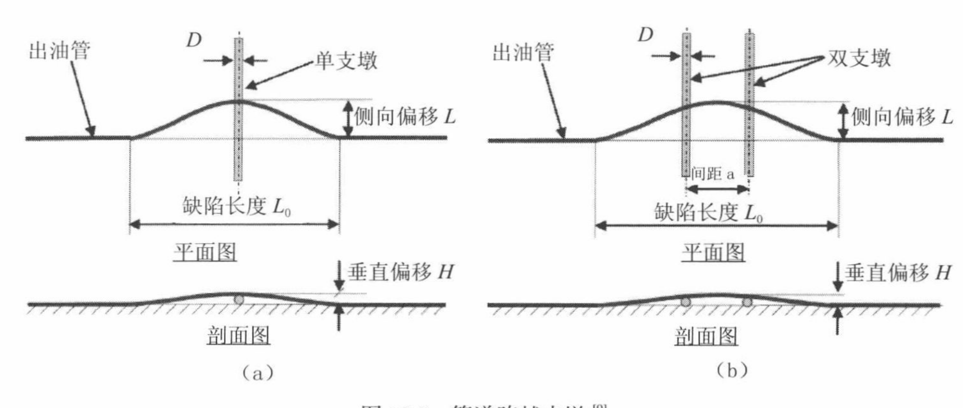


图 10.9　管道跨越支墩 [9]

(a) 单支墩　(b) 双支墩

为了评估屈曲启动设备（安装支墩作为屈曲启动设备）参数对临界屈曲载荷的影响而进行了一系列有限元分析和解析分析，所用 X65 管道的 OD 为 18 英寸，壁厚为 1 英寸，保温层为 2 英寸。图 10.9 为安装了（a）单支墩及（b）双支墩的典型管道构形并定义了尺寸，例如管道初始侧向偏移“*L*”、垂直偏移（单支墩和双支墩的高度）“*H*”以及间距“*a*”。垂直偏移高度参考管道跨越支墩处，对于双支墩（两支墩间距正中处）可能不是管道缺陷的最大高度。以下各节将介绍这些参数的影响。

支墩高度 H

图 10.10 为单支墩和双支墩构形中垂直高度 H 对管道临界屈曲载荷的影响，假定管道平直跨越支墩。支墩处的屈曲初始载荷随支墩高度的增加而降低，随管道壁厚的增加而增加，因为壁厚增加导致管道刚度增加。图中还绘出海床上管道的临界屈曲载荷作为参考，其侧向缺陷半径为 1500m。侧向土壤阻力是决定海床上管道的临界屈曲载荷的关键因素之一。海床上的实际临界屈曲载荷应在图中所示临界屈曲载荷范围之内，但如果在平面图中管道是平直的，实际临界屈曲载荷可能会大于此范围。支墩处的管道临界屈曲载荷要远小于此海床上的实际临界屈曲载荷，这样可确保管道先在支墩上发生屈曲。

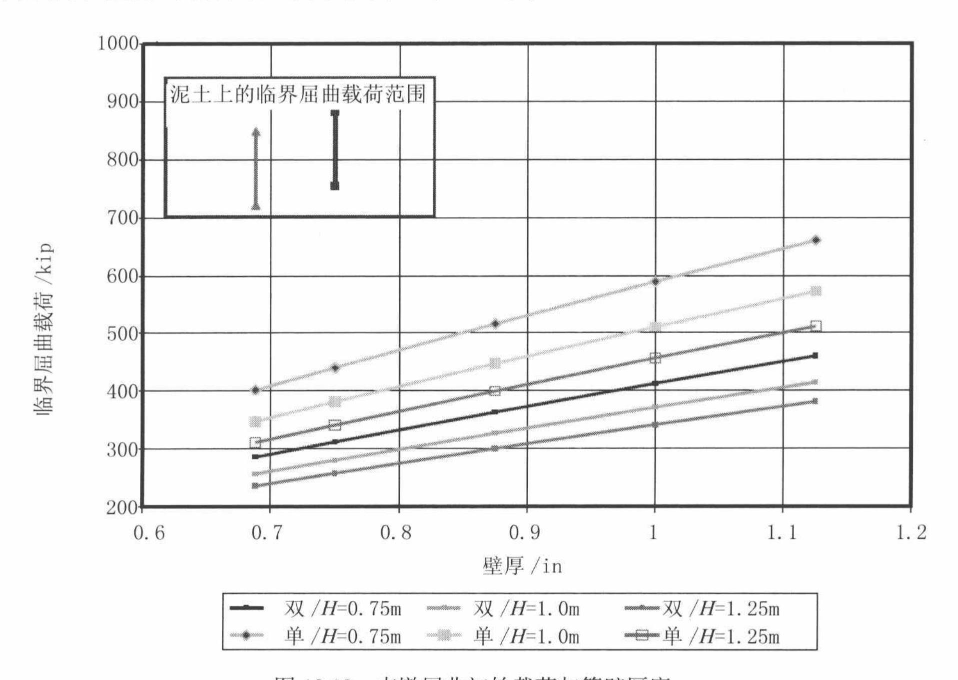


图 10.10　支墩屈曲初始载荷与管壁厚度

侧向偏移 L

图 10.11 为侧向偏移不同的出油管的双支墩临界屈曲载荷，如果管道铺设平直，侧向偏移值为出油管偏离管道中心线的值。侧向偏移增加，临界屈曲载荷会明显增加。需注意的是安装过程中难以实现较大的侧向偏移，正常安装只会产生非常小的偏移。

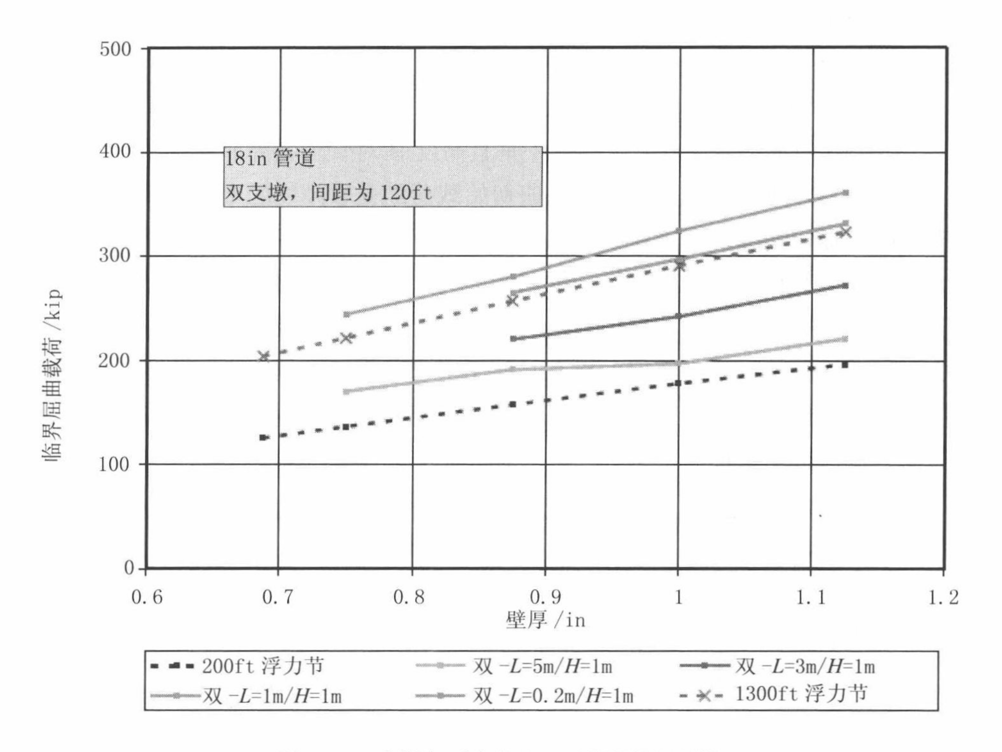


图 10.11 支墩与浮力节临界屈曲载荷的比较

图中还绘出了两种长度的浮力节的临界屈曲载荷作为参考。如果能够限制双支墩上的侧向缺陷，两种屈曲启动设备的临界屈曲载荷就处于同一水平。浮力节长度是控制临界屈曲载荷的重要参数。较长的浮力节临界屈曲载荷较小，但如果浮力节过长，屈曲模态就会不稳定。两种方法的安装和材料成本也应予以考虑。

支墩间距 a

图 10.12 为不同壁厚情况下两个支墩的间距对临界屈曲载荷的影响。间距增加可导致临界屈曲载荷减小，但如果间距过大则会产生涡致振动及应力 / 应变问题。

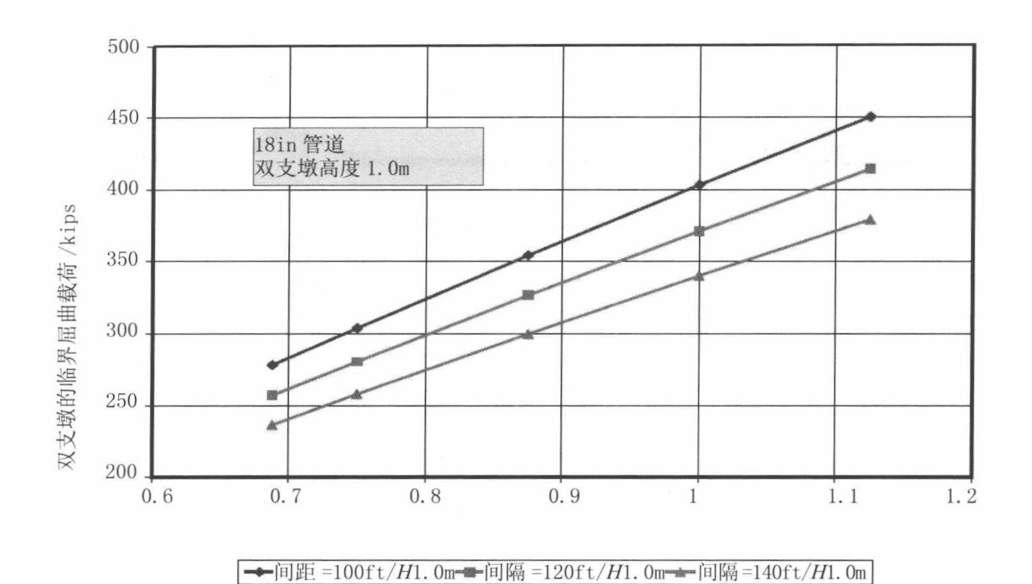


图 10.12　支墩间距对双支墩临界屈曲载荷的影响

10.2.5 屈曲启动设备的间距 Buckle Initiator Spacing

当有效压缩力增至足以使管道在自然缺陷处发生意外屈曲时，管道沿程就会自然出现侧向屈曲。此类缺陷源自铺管过程中的船舶运动、波浪或海流载荷以及海床变化等。这种“意外屈曲”可局部减小有效轴向压缩力。意外屈曲会导致超出以下设计极限状态：① 管道过度塑性变形，可能导致局部弯曲和压溃；和 / 或②周期性热载荷作用下发生周期性疲劳失效。但可以通过在计划位置安装屈曲启动设备（限制屈曲设备）对侧向屈曲加以控制，例如支墩和浮力节。图 10.13 为单支墩和双支墩被用作屈曲启动设备的情形。

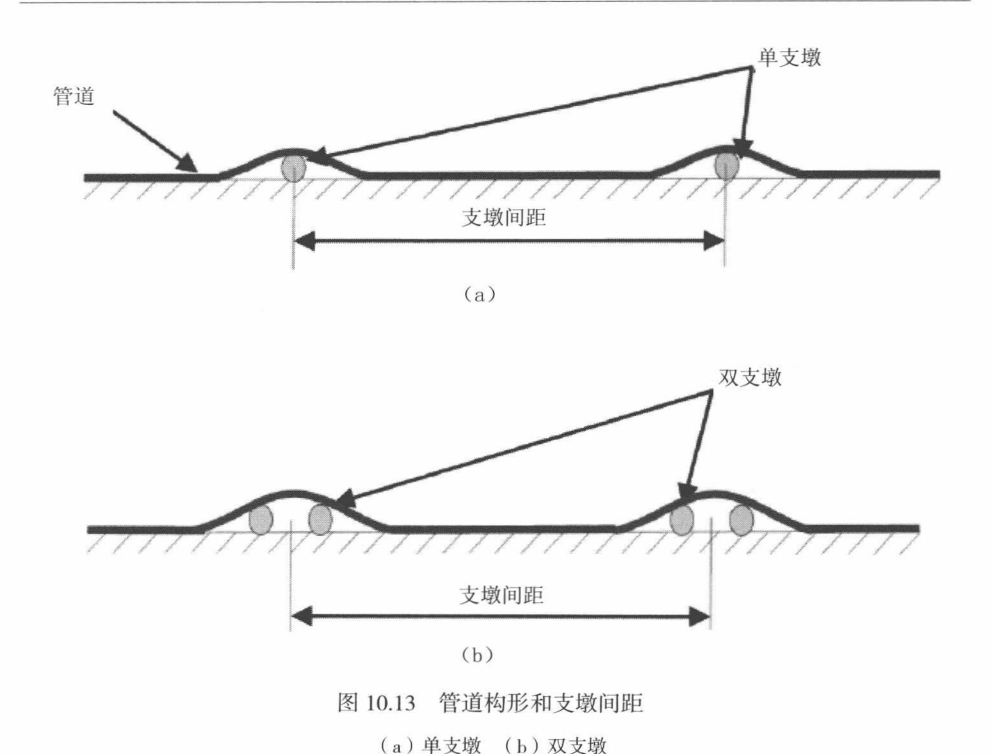


图 10.13　管道构形和支墩间距

（a）单支墩　（b）双支墩

如果使用多个屈曲位置作为 HPHT 管道侧向屈曲的设计解决方法，需确保屈曲会如所预期的那样在各屈曲位置产生。屈曲位置之间保持合适的间距非常重要。屈曲位置之间的距离过小是存在危险的，可能会导致相邻位置互相干扰，例如一个屈曲会使相邻的屈曲位置无法产生屈曲。如果发现存在这种问题，可能需要进一步干预以增加屈曲位置之间的轴向阻力，例如增加屈曲位置之间管道的重量、在需要的位置堆石等。

泥土上管道的临界屈曲载荷（海床上的自然屈曲）应比计划的屈曲限制位置处的临界屈曲载荷更高，以避免管道在不可控制的位置而不是计划位置发生屈曲。

计划屈曲的间距由几个因素确定。支墩间距应小于“临界屈曲间距”（确定标准通常为各屈曲的最大应变在可接受的范围之内并且在运行过程中的周期性应力的作用下疲劳寿命可以接受）。如果支墩间距大于临界间距，受到控制的屈曲将会超出一个或多个极限状态。支墩间距还应大于“最小间隔”，以确保相邻屈曲启动设备处的屈曲互不干扰。各计划屈曲启动设备的临界屈曲载荷必须小于此设备上可能出现的有效压缩力（即两个侧向屈曲之间累积的有效压缩力加上相邻

屈曲启动位置处的最小后屈曲作用力），如图 10.14 所示。可使用最不利的土壤和载荷条件通过有限元分析得到最小后屈曲作用力。

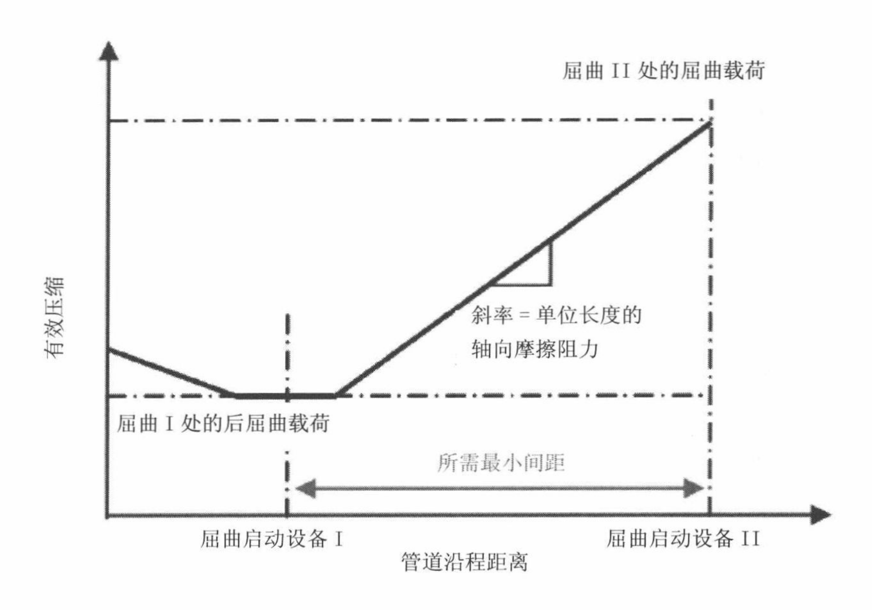


图 10.14　两个屈曲启动设备之间的最小间距 [9]

总之，确定两个相邻屈曲产生位置的间距时需满足以下三个极限状态：

- 侧向屈曲必须先在计划产生位置出现，这说明间距必须大于最小间距；
- 计划和意外整体屈曲处的最大应力必须满足最大极限状态的要求；
- 计划和意外整体屈曲处的应力范围和疲劳破损必须满足疲劳极限状态的要求。

10.2.6 屈曲可靠性 Buckling Reliability

一些研究论文使用结构可靠性分析（SRA）技术提出了侧向屈曲可靠性设计方法 [10–12]。可采用结构可靠性分析法合理处理屈曲分析中涉及的各种不确定因素。屈曲产生的概率可计算如下：

$$P_f = \text{Probability}[z \leqslant 0] \tag{10–9}$$

式中 P_f 为失效概率，Z 为描述屈曲形成的极限状态函数，可通过对屈曲形成

标准进行修正得出。下式为屈曲极限状态函数：

$$Z=P_{cr}-P \tag{10-10}$$

式中：

P_{cr} 为临界屈曲载荷，存在侧向失直度的管道可表达为 $P_{cr}=\mu_{LS}\cdot W\cdot R$；

μ_{LS} 为海床静态侧向摩擦系数；

R 为有效曲率半径，涵盖长度足以产生屈曲；

P 为下一屈曲事件的驱动力。

$$P=\mu_{LS}\cdot W\cdot x+\mu_{LD}\cdot P_c+P_0$$

可使用一阶可靠性方法确定屈曲失效的概率，因而所有模型不确定性都采用正态分布进行建模。

结构可靠性分析技术可用于评估屈曲产生、屈曲相互作用以及管道的后屈曲状态。评估将考虑设计方案中可能会影响屈曲启动设备正常工作的不确定因素，采用的方法是研究以下设计变量变化时管道的整体响应：

- 管道运行条件；
- 管道力学设计和管道特性；
- 岩土特性；
- 计划和意外侧向屈曲启动设备的性能。

结构可靠性分析的建模程序[10]

管道响应的建模方法如下：

（1）为了对输入数据集进行“最佳评估”，各屈曲启动设备—计划启动装置 / 水平失直度 / 海床特性—都与标称响应关联在一起。

（2） 蒙特卡洛模拟可在每次迭代时为各屈曲启动设备提供不同的输入数据集，并可用于确定水平失直度特性。

（3）对各位置的标称响应进行修正以反映新输入数据集的影响，这可以通过对涵盖所有变量的综合数据库进行数字处理实现。

（4）基于修正响应对管道的后屈曲作用力曲线进行计算并提取需要的信息。

（5）重复步骤 2 至 4，为了得到结果的统计置信度需进行足够的迭代。DNV-OS-F101 的最大极限状态接受准则建议至少进行 106 次迭代。

管道设计中关于侧向屈曲可靠性的详细信息可参见文献[10-12]。SAFEBUCK 项目针对管道膨胀过程开发了结构可靠性模型，用于计算屈曲概率及屈曲之间的可能间距（可能的 VAS），所用的概率方法如图 10.15 所示。

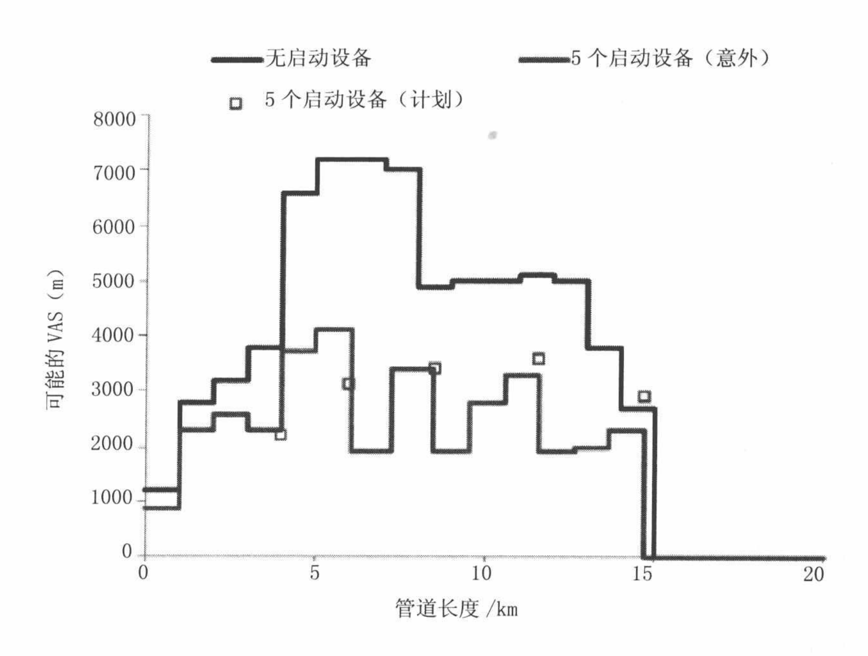


图 10.15　两个屈曲启动设备之间的最小间距[13]

10.3　限制侧向屈曲 Mitigation of Lateral Buckling

10.3.1　引言 Introduction

可通过减小屈曲驱动力及增加屈曲承载力来减小或限制侧向屈曲。使用高等级钢材以减小壁厚或降低运行压力都是能够减小管道有效轴向压缩力的方法，有效轴向压缩力是屈曲的主要驱动力，但许多工程因素限制了这些方法的应用。另一方面，增加屈曲承载力可通过增加土壤阻力、轴向约束、抗弯能力或减小失直度来实现。工程实践中采用锚固法兰及机械回填、抛石或沉排等局部约束来增加

屈曲承载力。通过控制管道的侧向移动也可限制侧向屈曲。在管道沿程安装限制屈曲的设备以便为计划屈曲提供产生位置，在这些位置可迫使管道侧向移动并减小其轴向载荷。Bai 等人[9] 详细介绍了计划屈曲的产生方法及运行经验。许多深水项目使用了产生屈曲的工程方法以促使侧向屈曲可靠形成并控制屈曲间距和运行载荷，包括：

- 蛇形铺设管段以形成侧向缺陷；
- 使用支墩以产生垂直加厚段；
- 使用分布式浮力节以形成沉没重量较小的垂直缺陷。

10.3.2 蛇形铺设 Snake-lay

蛇形铺设法将管道以蛇形铺放在海床上。管道呈 Z 字形，可控制侧向屈曲只发生在弯曲段。

图 10.16 为典型蛇形铺设，管道呈 Z 字形围绕路径的中心直线。如图所示，“蛇形铺设”的关键参数是屈曲产生位置的节距、曲线半径以及侧向幅度。减小各蛇形弯曲处的半径或增加其侧向幅度可提高屈曲形成的可靠性。

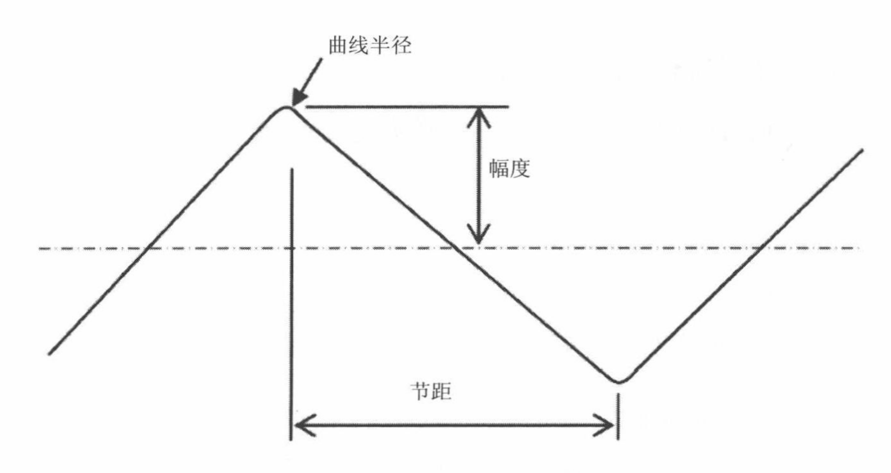


图 10.16 典型蛇形铺设构形[9]

屈曲产生位置的节距取决于计算得到的最小容许距离，最小容许距离基于管道的温度曲线，可将产生的热传导限制在可以接受的水平。路径的各种考虑因素决定其沿程的实际节距和幅度会发生变化。因为运行状态和管土相互作用较为复

杂，所以常使用有限元分析来确定这些关键参数。典型的节距长度为 1~2km 而典型的弯曲半径约为 1km。当管道在预定位置以计划曲线铺放于相对平坦的海床上时，蛇形铺设是一种经济的屈曲限制方法。水深较浅或中等情况下铺放长管时，经常采用蛇形铺设法。蛇形铺设的优点是可以简单地控制屈曲产生而无需在水下设备和安装上投入高昂成本。由于侧向缺陷，蛇形曲线弯曲段的临界屈曲（屈曲产生）载荷通常要小于直线段的临界屈曲载荷。但在有些土壤条件和管道温度下，确保侧向屈曲足以将最大应力和疲劳破损降低至可接受水平还是比较困难的。

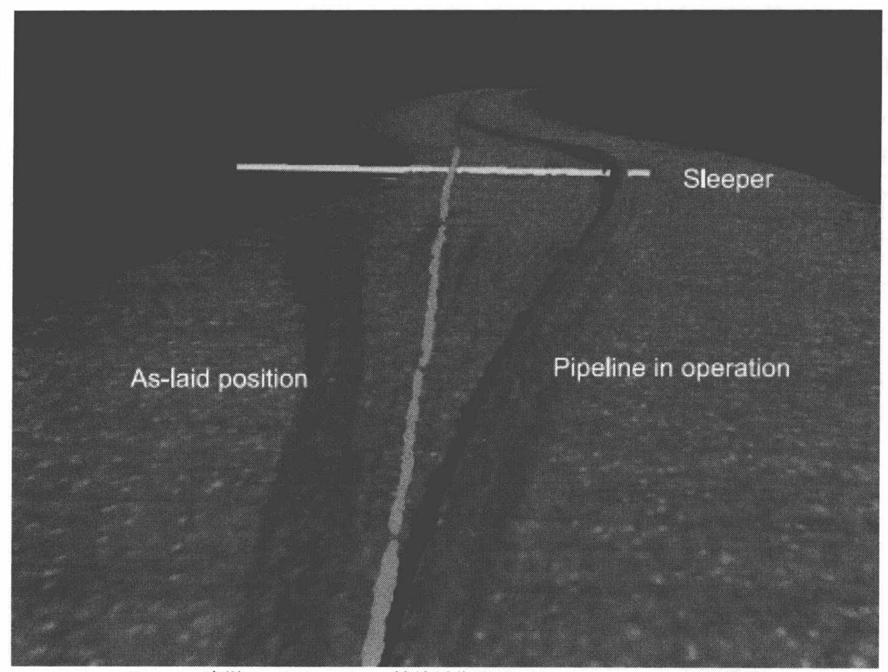
10.3.3　支墩 Sleepers

支墩通常为有 / 无简单支撑底座的大直径管段，以垂直于管道路径方向预先铺放在海床上，可支撑管道并将其抬离海床。图 10.9 为两种使用支墩的限制屈曲设备：单支墩和双支墩限制屈曲设备。支墩在管道沿程不连续位置处产生垂直失直度（OOS）和初始垂直移动，当管道的有效轴向压缩力足够高时可导致出现整体侧向屈曲。

垂直支墩的优点是能产生确定的失直度并减小临界屈曲作用力和管土相互作用的不确定性。尽管管道触底处支墩两侧的土体隆起可对管道侧向移动产生一定阻力，但在设计产生屈曲的位置，管 / 支墩互相接触可减小管道的侧向阻力。管道侧向移动阻力的减小有助于管道更容易产生整体屈曲并降低侧向土壤阻力的不确定性。但不可在捕捞区使用支墩，其产生的管跨长度应在容许范围之内并且无涡致振动问题。

图 10.17 为 BP Greater Plutonio 项目的单支墩 12in 出油管的测量位置，显示了管道的铺放时位置（灰色）和后屈曲位置（红色），黄线为支墩。左边的阴影为在运行中形成完全侧向屈曲之前进行水压测试时管道的最初移动位置。

在铺管前，必须特别注意支墩安装位置的精确性。通常采用有限元分析来确定后屈曲位移、弯矩和应变的水平，这些都是热膨胀处理的设计问题。BP 首先将单支墩屈曲限制方法应用于墨西哥湾 King 项目的现场出油管 [15]，而 Petrobras 最早将双支墩屈曲限制方法应用于巴西近海 PDET 项目的出油管 [10]。PDET 项目开始时准备采用标准单支墩，但无法够达到疲劳接受准则。双支墩构形则足以在较低的临界屈曲载荷下产生侧向屈曲并且后屈曲构形能够满足设计标准。

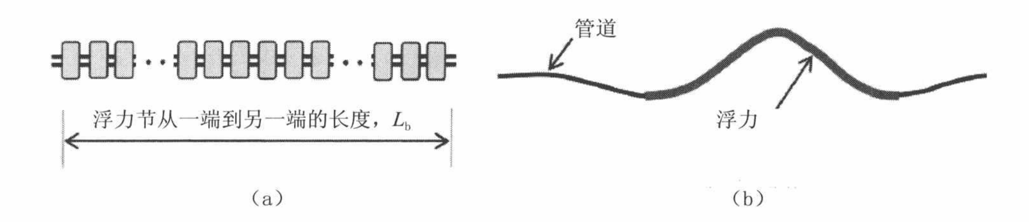


Sleeper：支墩 As-laid postion：铺放时位置 Pipeline in operation：运行管道

图 10.17　单支墩 12 英寸出油管的侧向屈曲 [14]

10.3.4 分布式浮力 Distributed Buoyancy

分布式浮力法在管道沿程的特定位置处增加分布式浮力模块作为屈曲启动设备和应力缓和设备。图 10.18（a）为管道上的分布式浮力节，图 10.18（b）为单浮力节的典型屈曲构形，其长度可达 100m。增加单位长度浮力的方法为：增加保温涂层厚度或将具有计算密度的浮力模块连接在管道接头上，以确保正常运行过程中出油管借助浮力节使其单位长度浮力接近中性浮力。浮力大小因项目而异，取决于需缓和的应力大小。各分布式浮力节的长度 Lb 是控制侧向屈曲特性的关键参数。局部浮力不仅能产生有助于屈曲形成的较小垂直失直度，而且还能显著减小侧向土壤阻力。尽管在浮力节端部产生的局部浮力 / 海床反作用力较大，会增加局部侧向阻力。



（a）　　　（b）

图 10.18　分布式浮力和管道构形[9]

（a）分布式浮力　（b）典型屈曲构形

自从 BP 首先将分布式浮力法用于墨西哥湾 Thunder Horse 项目的出油管以来，目前该方法已经在许多深水项目中得到应用，包括墨西哥湾 Chevron Tahiti 项目[16]。通过分布式浮力法可为不连续管段（60~200m）增加浮力，有助于在这些位置产生可控侧向屈曲。采用此方法的一个问题是可能会出现水动力不稳定性。

10.3.5　限制屈曲设备的比较 Comparisons of Buckle Mitigation Devices

图 10.19 为使用不同屈曲启动设备的屈曲管道构形比较，所有构形都基于相同的参数并通过有限元分析进行模拟。底部的构形为无屈曲启动设备情况下产生的侧向屈曲，出油管屈曲的构形为模式 3。粉红色构形为使用单支墩的情况，橘黄色构形则使用了双支墩，而顶部（绿色）构形为使用了浮力节的情况。在无屈曲启动设备的情况下，后屈曲构形中的管道曲率最大。

图 10.20 为双支墩间距是 400ft 的情况。在屈曲构形中，由于支墩间距较大，管道中间段会接触到海床，管道将在两个支墩上分别产生屈曲。顶部管道构形为使用了 400 ft 分布式浮力节的情况。使用了屈曲启动设备后，出油管屈曲构形变得平滑，这说明在屈曲产生后应力和应变都要低于没有使用屈曲启动设备的情况。

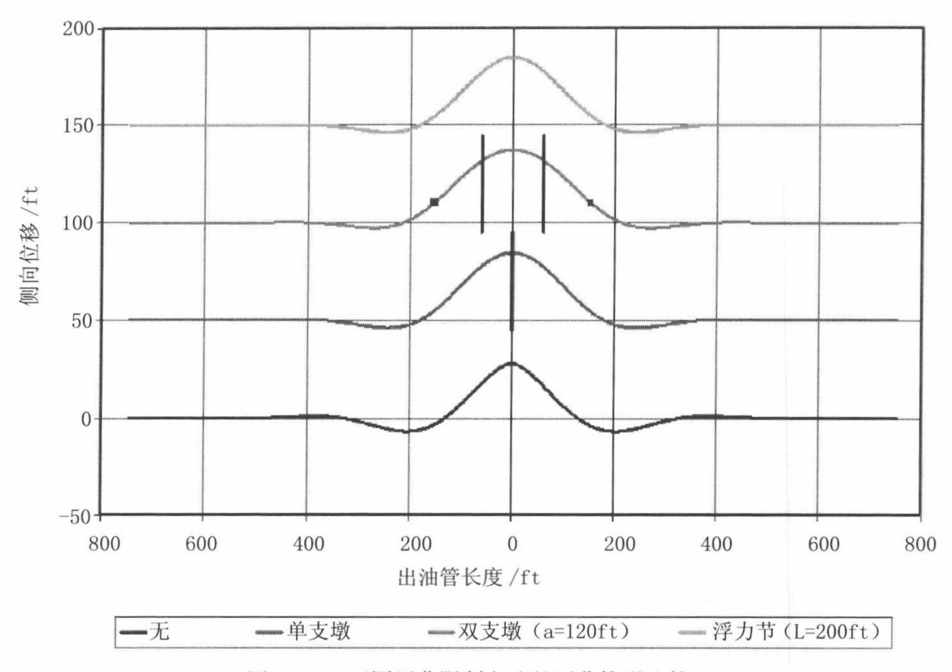


图 10.19　不同屈曲限制方法的屈曲构形比较

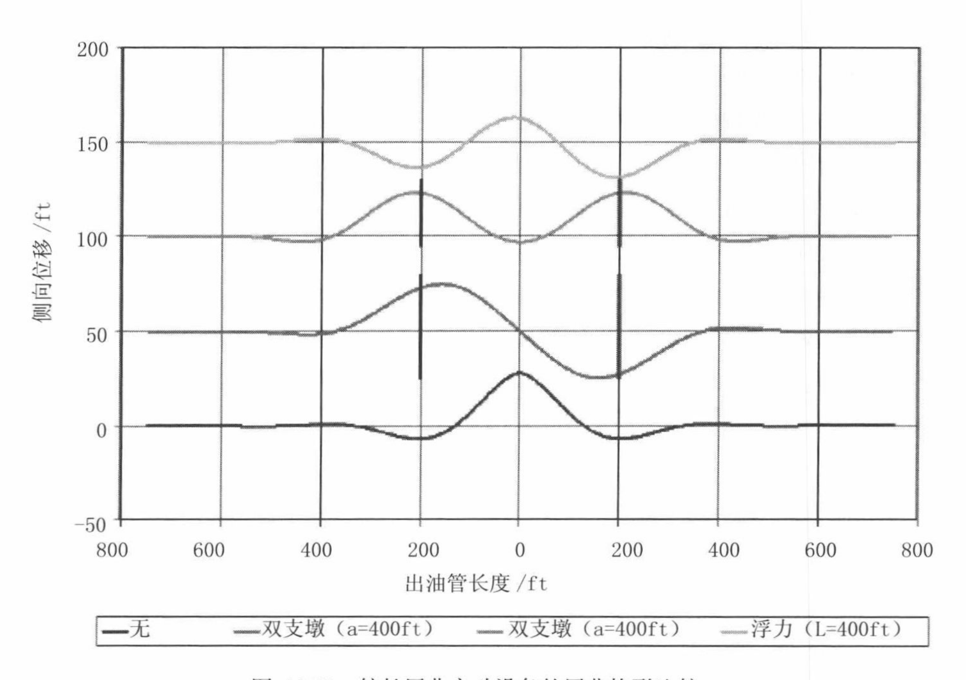


图 10.20　较长屈曲启动设备的屈曲构形比较

蛇形铺设、支墩以及分布式浮力节都是得到认可的侧向屈曲产生和应力缓和技术，过去几年里在数十个 HPHT 管道项目中得到了应用。蛇形铺设是最为简单的方法，但其临界屈曲载荷较高。三种方法中分布式浮力节的临界屈曲载荷通常最小。一般而言，双支墩的临界屈曲载荷要小于单支墩，但仍然比长浮力管段高。支墩的优点是采购和安装方便，但可能需要第二艘安装船，并且无支撑支墩在海床坡度较大时会不够稳定。因为在单支墩上大直径管道的屈曲产生载荷通常极大，所以对于直径较大的管道，双支墩是比单支墩更好的选择。需要指出的是在一条 HPHT 管道上可使用多种控制屈曲产生的方法。

10.4　管道轴向移动 Pipeline Walking

10.4.1　引言 Introduction

管道轴向移动通常发生于高温短管。“短”管指管道的热膨胀只能达到管道中间位置的虚拟固定点而不是中间的约束管段。对于 HPHT 管道，“短”管长度可为几公里。发生侧向屈曲的长管也会出现轴向移动现象。

图 10.21 为运行和冷却状态下“短”管的有效轴向张力曲线。有效轴向张力曲线的斜率由轴向摩擦力 $f=\mu \cdot w_{sub}$ 决定。图中还绘出了式（9–29）定义的有效完全约束轴向力 S_0 作为参考。对于承载和卸载时需要自由移动的管道，完全约束力的变化量 ΔS 必须大于轴向摩擦力（$f \cdot L$）包络图的高度。周期性约束出现的条件可用约束摩擦力 f^* 来表达：

$$f^* = \frac{|\Delta S|}{L} \tag{10–11}$$

如果摩擦力 f 小于 f^*（即 $f/f^*<1$），管道可自由移动并定义为“短”管，此时管道最容易发生轴向移动。

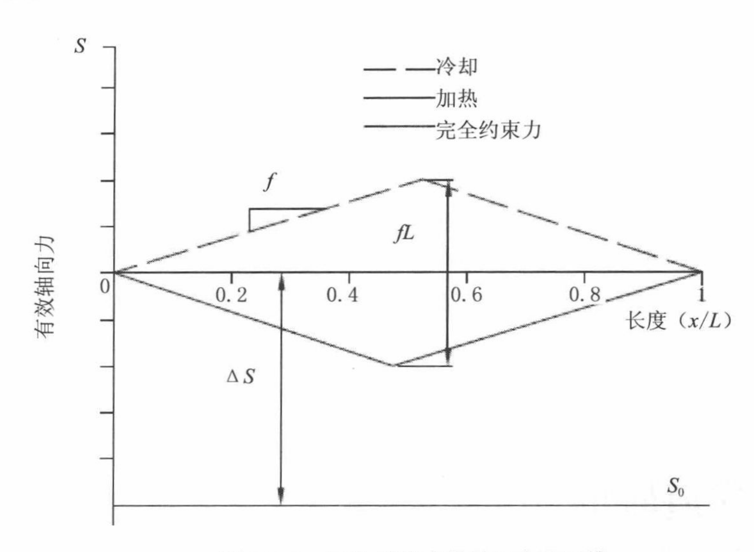


图 10.21 “短”管的有效轴向力曲线[4]

当管道长度足以使其被完全约束时，有效轴向力曲线会发生明显变化，如图 10.22 所示。当首次承载时的f/f^*>2 时，完全约束力不足以克服整条管道沿程的轴向摩擦力，无法使管道达到完全约束。完全约束管段可以防止轴向移动，除非热瞬态梯度非常大。

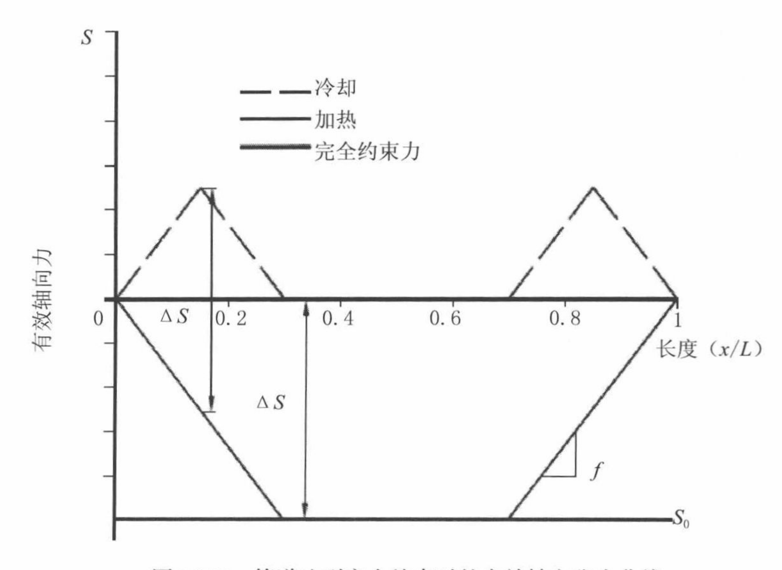


图 20.22 管道达到完全约束时的有效轴向张力曲线

在以下情况下，形成侧向屈曲的“短”管或长管可能会发生轴向移动：

- 管端与 SCR 连接，管道从 SCR 处发生与张力同方向的轴向移动；
- 管道沿程的海床总体倾斜，管道从海床较高位置向较低位置发生轴向移动；
- 管道开始进入运行状态时，其沿程存在瞬态热梯度，管道从“热管端”向“冷管端”发生轴向移动；
- 多相流出油管的停输特性使管道倾斜向下的轴向移动速率加快。

管道轴向移动的原因是管道中的有效轴向力不平衡，由 SCR 张力、海床坡度、瞬态热梯度或多相流出油管在周期性热载荷作用下其沉没重量发生变化所致。这些原因的任何一种都可导致管道轴向移动，但对于大多数系统而言，其整体响应是由一种以上原因叠加产生的。以下各节将详细介绍管道轴向移动现象及机制。

10.4.2 钢悬链立管 SCR

在深水领域的开发中，管道与 SCR 连接是比较常见的。SCR 通常设计为在其触底点（TDP）处将管道张紧。当管道短至无法自由移动时，管端张力在正常运行状态的加热和冷却循环过程中会导致短管发生轴向移动。假定管道沿程的轴向摩擦力足以克服立管的最大轴向张力，这样管道就可保持轴向稳定。图 10.23 为安装了 SCR 和出油管的典型浮式生产系统，出油管终止于海底油井或管汇。

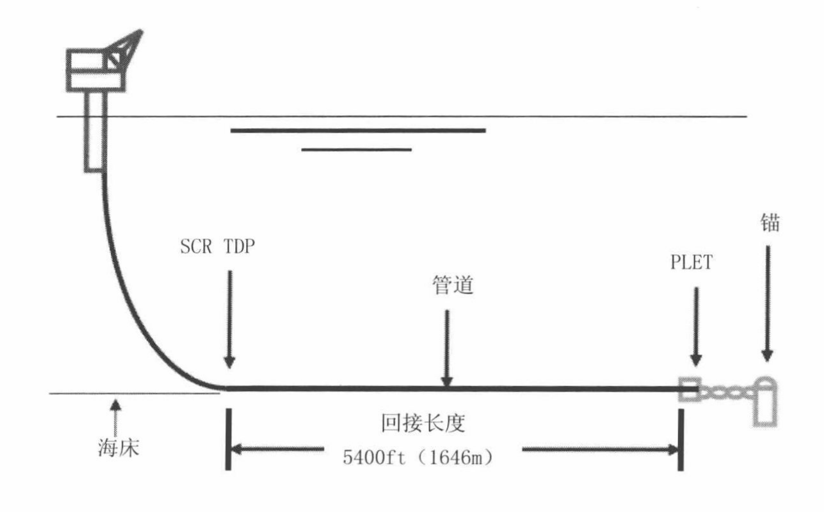


图 10.23　SCR 出油管和 PLET 的典型水下回接[17]

具备净有效力平衡的自由移动管道在经过多次运行循环后会发生轴向移动，由于存在张力，管道将逐渐向 SCR TDP 移动。为了控制轴向移动并防止连接 PLET 和油井或管汇的跨接管出现过应力，PLET 端部需要安装锚。滑动 PLET 允许出油管管端膨胀，锚可限制其收缩。出现一些轴向移动后，当管道在冷却状态下收缩时会与锚发生相互作用。SCR 动态载荷与管道轴向移动的相互作用对于预测出油管路径弯曲处的弯度及锚的设计是非常重要的。管道轴向移动导致的最大锚载荷通常要大于仅由立管运动产生的张力，由此决定了锚桩的设计载荷。但冷却过程中锚会显著增加管道张力并在路径弯曲处出现侧向不稳定，如图 10.24 所示，可增加路径弯曲处的弯度使更多管道能够轴向移动，直至曲率减小到可保持侧向稳定。

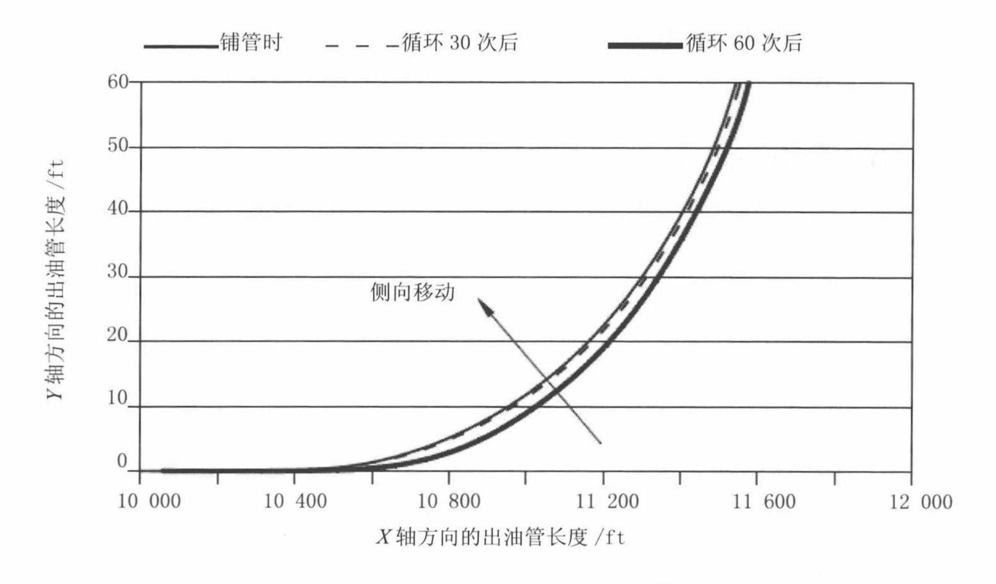


图 10.24　路径弯曲处的典型弯度 [18]

图 10.25 为冷端与 SCR 连接的自由移动管道在加热和冷却状态下的有效轴向力曲线。图的右边显示了 SCR 施加的恒定张力 S_r。因为冷却和加热的运行时间预期会持续几个小时，所以忽略动态张力波动可以认为是安全的。

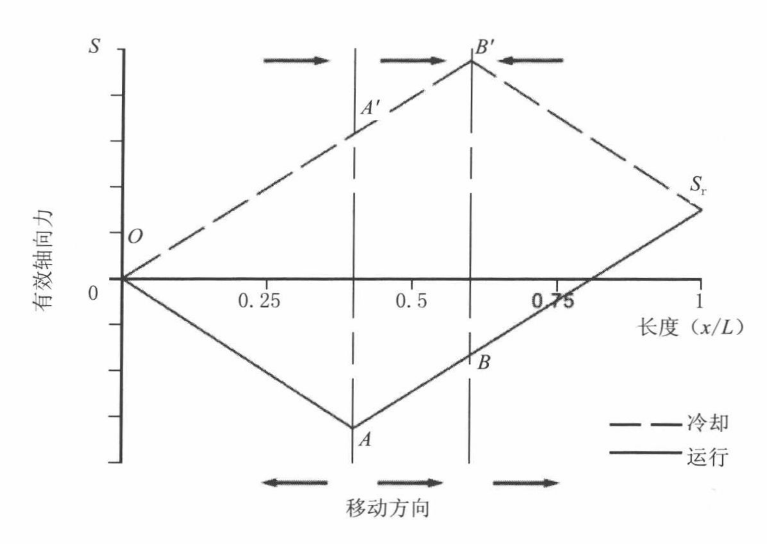


图 10.25　与管道冷端连接的 SCR 的有效轴向力曲线 [4]

管道冷端 SCR 的张力可导致有效轴向力曲线不对称，运行虚拟固定点“A”离 SCR 较远而停输虚拟固定点“B”离 SCR 较近，如图所示。在虚拟固定点之间（A–B），土壤和管道间的摩擦力导致加热过程和冷却过程的有效轴向力曲线的斜率保持不变。作用力曲线的斜率与阻碍移动相关，因而可说明移动方向。“A”和“B”之间的管段在加热阶段向 SCR 膨胀，在冷却阶段则向 SCR 收缩，在加热和冷却循环中移动方向相同，并且膨胀量与压缩量也相同。因而管道的总整体位移就由“A”和“B”之间的管段决定，在每个加热和冷却循环中都会使整根管道向 SCR 方向发生位移。

解析分析和有限元验证 [4] 表明在每个加热冷却循环中由 SCR 张力所导致的管道轴向移动可表达为

$$\Delta_R = \frac{\left(|\Delta S| + S_r - f \cdot L\right) S_r}{EA \cdot f} \qquad (10\text{–}12)$$

式中：

Δ_R 为每个循环中 SCR 张力导致的管道轴向移动量；

ΔS 为完全约束有效轴向力在加热和冷却情况下的变化量；

S_r 为 SCR 的张力；

f 为摩擦力 μW。

10.4.3 海床斜坡
Seabed Slopes

路径沿程的海床斜坡可使管道在周期性热载荷的作用下发生轴向移动。为了对这种现象进行分析评估，假定将管道铺放在坡度为 φ 的海床上。重力分量可通过对两个方向上的摩擦力进行修正来表达，重力分量使管道有效轴向力曲线出现对称。重力分量影响有效轴向力曲线形状的方式与SCR张力类似，如图10.26所示。

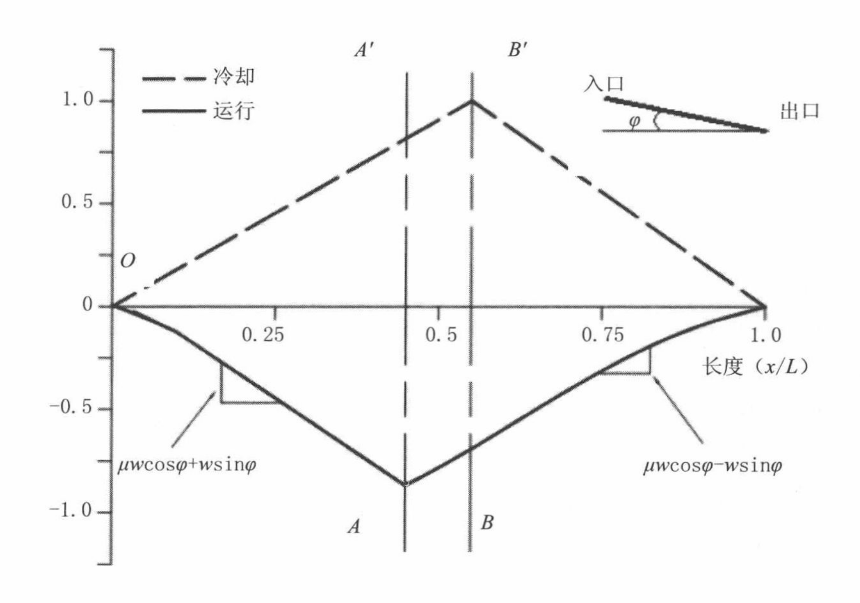


图 10.26 倾斜海床的有效轴向力曲线[4]

解析分析和有限元验证[4]表明在每个加热冷却循环中由海床斜坡所导致的管道轴向移动可表达为

$$\Delta_{\phi}=\frac{\left(\left|\Delta S\right|+W\cdot L\cdot\left|\sin(\phi)\right|-W\cdot L\cdot\mu\cdot\cos(\phi)\right)\cdot L\cdot\tan(\phi)}{EA\cdot\mu} \tag{10-13}$$

式中：

Δ_{ϕ} 为在每个加热冷却循环中由海床斜坡所导致的管道轴向移动量；

ΔS 为完全约束有效轴向力在加热和冷却情况下的变化量；

W 为管道的沉没重量，N/m；

μ 为管 / 土摩擦系数；

L 为管道长度；

ϕ 为海床坡度。

10.4.4 热瞬态 Thermal Transients

管道轴向移动评估需考虑的一个重要问题是油气流的方向及由此产生的瞬态。通常将距离井口或管汇最近的管端称为“热端”，而接收设施或立管处的管端则为“冷端”。热瞬态载荷作用下轴向移动的方向通常是朝着管道的冷端。

图 10.27 为加热过程中管道的典型瞬态温度曲线。因为管道沿程不是均匀加热，所以温度曲线为非线性。由于热流体向前流动，经过一段时间管段的温升也沿着管道向前移动，这就导致管道沿程所有位置的位移响应都是非线性的。但当管道冷却时，流体停止流动并沿着整根管道逐渐冷却，因而冷却过程中的载荷响应是线性的。

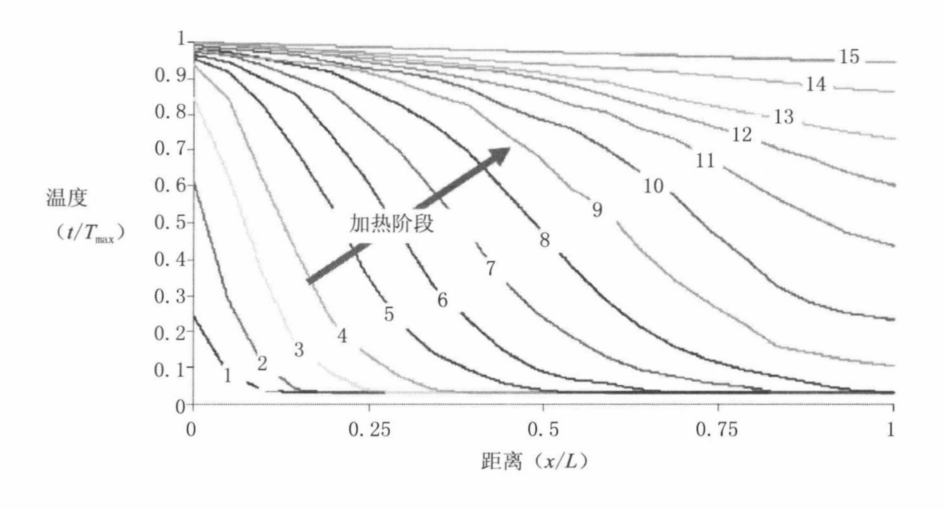


图 10.27　加热过程中管道沿程的典型温度曲线 [19]

图 10.28 为连续加热阶段的管道沿程有效轴向力分布，对应于图 10.27 所示的温度曲线。加热阶段 8 后有效轴向力分布不再变化。随着管道被加热，产生了很明显的不均匀膨胀。图 10.29 为周期性热载荷作用下，膨胀和收缩在管道中点

和两端导致的典型轴向移动结果。管道从热端向冷端发生轴向移动。

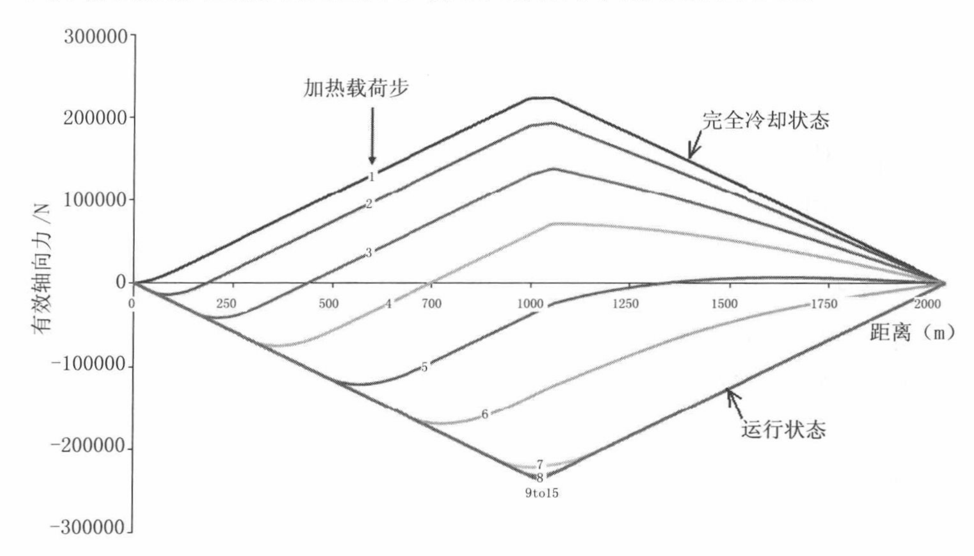


图 10.28 加热过程中管道沿程的有效轴向力分布 [19]

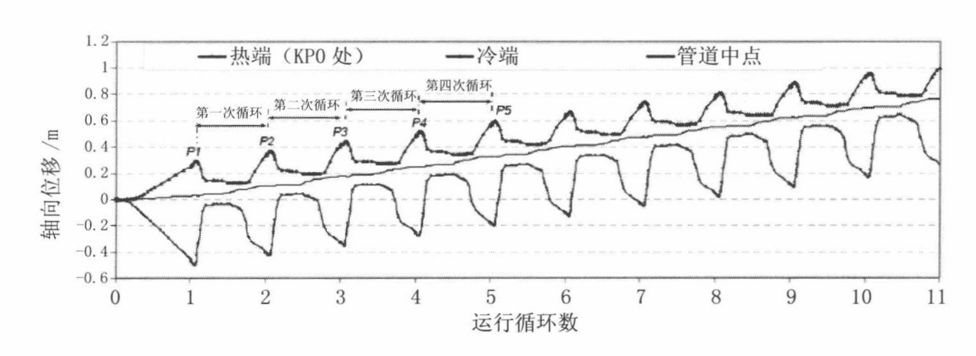


图 10.29 加热和冷却运行循环状态下的轴向移动 [20]

10.4.5 多相流特性 Multiphase Flow Behaviour

在多相流管道的停输过程中，产品油气流会迅速分离为气体和液体，导致内容物密度和管道沿程的沉没重量发生较大变化。如果管道铺放在斜坡上，液体通常会停留在斜坡底部而气体则聚集在斜坡顶部，如图 10.30 所示。这种密度变化可增加管道向斜坡下方发生轴向移动的趋势。

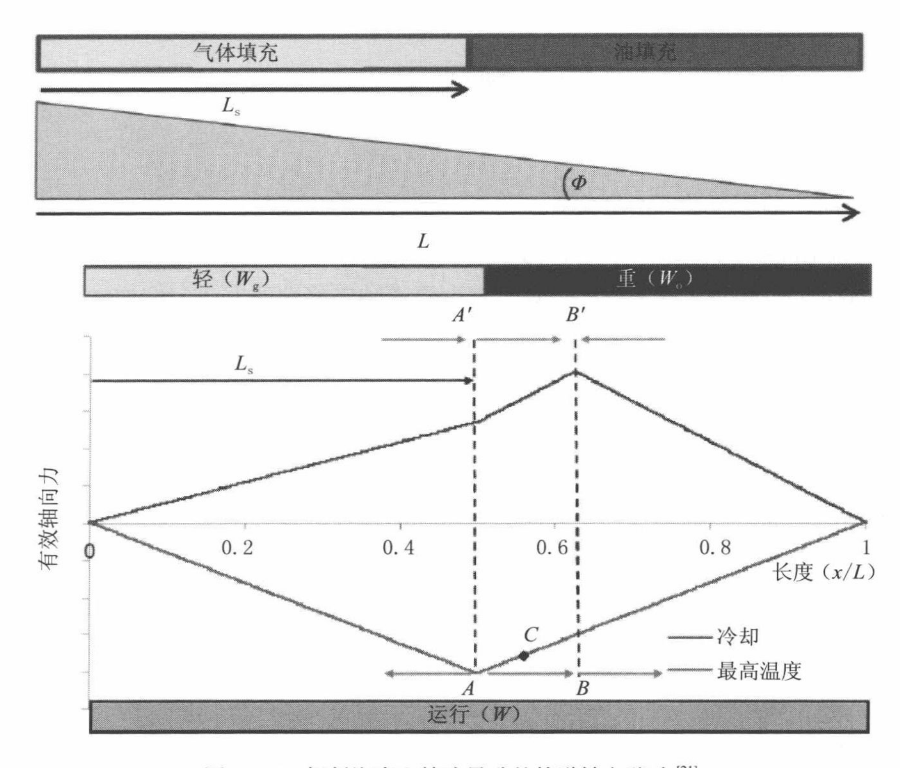


图 10.30　倾斜海床上持液导致的管道轴向移动[21]

解析分析和有限元验证[21]表明在每个加热冷却循环中由持液所导致的管道轴向移动可表达为

$$\Delta_L = \frac{\left(\Delta S_c - \Delta S\right) X_{ab}}{EA} \tag{10-14}$$

式中：

ΔL 为每个循环中由持液所导致的管道轴向移动；

ΔS 为完全约束有效轴向力在加热和冷却情况下的变化量；

ΔS_c 为 X_{ab} 上的有效轴向力变化量（多相）；

X_{ab} 为虚拟固定点之间的距离；

EA 为管道的轴向刚度。

10.4.6 管道轴向移动的预防 Pipeline Walking Prevention

轴向移动本身并不会导致管道失效。但在多次热循环中累积起来的整体位移可产生轴向移动并导致管道连接跨接管 / 四通失效。到目前为止许多管道都产生过轴向移动并至少导致了一次失效。减少管道轴向移动的方法为增加轴向摩擦力及对管道进行锚固[10]。在浅水中有时使用抛石或埋管法，但这些技术常常不实用，在深水中的成本太高。可在管道沿程任何位置进行锚固，分析显示中线处的锚所受载荷比管端处的锚小，但中线处的锚通常要比管端处的锚使用难度更大。

锚固

轴向锚固是一种用于控制和消除管道轴向移动的方法，其成功的可能性很高。但大而重的锚可能需要大型船只进行安装。锚的位置可进行优化，以重新分布管端膨胀。将锚安放在虚拟固定点或管道两端可防止轴向移动，管端锚固是限制管道轴向移动的最常用方法之一。图 10.31 为管道膨胀系统的示意图，一端安装了锚以控制轴向移动。

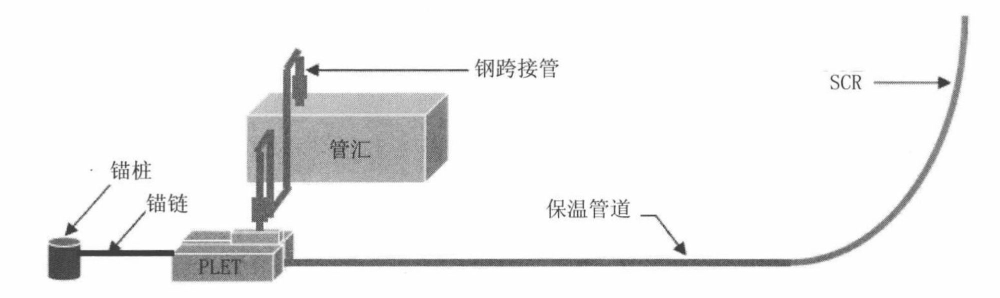


图 10.31 出油管膨胀系统，安装了控制轴向移动的锚[22]

因为可将锚固系统包含在铺管作业的初始系统中，所以在管道一端进行锚固相对比较容易。但在管道另一端或虚拟固定点处进行锚固需要采用更为复杂的方法。铺管作业开始前可在海床上将管道一端的吸力锚精确定位，铺管开始后则利用吸力锚引导铺设或将其与管道连接。吸力锚和管道之间可通过锚链进行连接。

将管道和吸力锚直接进行机械连接的系统可以替代管端锚链连接系统。图 10.32 为用于管道中段的两种锚固方法。可预先安装吸力锚并在其顶部安放导向装置。然后借助导向装置进行铺管并使用一组锚链连接吸力锚和管道以提供轴

向约束。

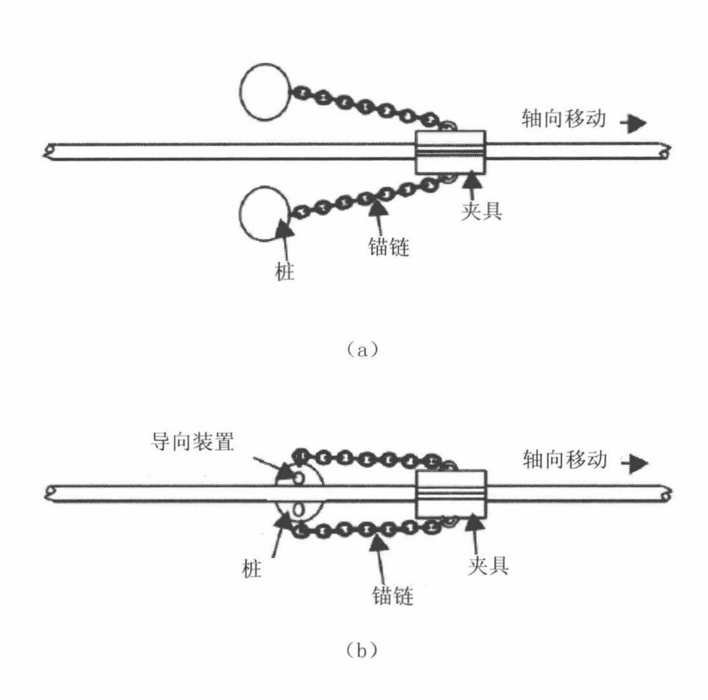


图 10.32　管道中段的锚系统 [23]

（a）管道的锚和锚链约束　（b）中线轴向约束系统

混凝土配重层

通过使用混凝土配重层可增加轴向和侧向摩擦阻力，减小每个循环过程中的膨胀和轴向移动。混凝土层还有助于确保可控屈曲的产生并减小屈曲的轴向长度。但较大的轴向阻力会产生较大的有效轴向压缩力，因而不可控侧向屈曲的几率增加了。并且如果管道发生了屈曲，更大的侧向摩擦力可能会在屈曲位置导致更大的局部应变。带混凝土配重层的管道重量较大并且安装时需要极大的顶部张力，因而通常无法在深水中安装。

开沟 / 埋放

开沟 / 埋放是另外一种增加轴向摩擦阻力的方法，但成本高昂并且深水开沟对设备也有限制。因为回填具有保温效果，所以埋地出油管的运行温度会上升并可能发生隆起屈曲。由于回填泥土的岩土特性存在极大的不确定性，确定开沟深度也是比较困难的。

局部抛石 / 沉排

局部抛石或混凝土沉排可减小每个循环过程中的管端膨胀和轴向移动，有助于确保可控屈曲的产生并减小屈曲的轴向长度。但为了消除轴向移动问题需要大量抛石或混凝土沉排。此外，该方法会增加安装时间和成本，特别是混凝土沉排，并且深水抛石需要特殊船只才能实施。

10.5 参考文献 References

[1] D. Perinet, and J. Simon, Lateral Buckling and Pipeline Walking Mitigation in Deep Water, OTC 21803, 2011.

[2] DNV, Integrity Management of Submarine Pipeline Systems, DNV–RP–F116, 2010.

[3] DNV, Global Buckling of Submarine Pipelines, DNV–RP–F110, 2007.

[4] M. Carr, F. Sinclair, and D. Bruton, Pipeline Walking—Understanding the Field Layout Challenges, and Analytical Solutions Developed for the SAFEBUCK JIP, OTC 17945, 2006.

[5] R. E. Hobbs, F. Liang, Thermal Buckling of Pipelines Close to Restraints, OMAE 1989.

[6] R.E. Hobbs, In–Service Buckling of Heated Pipelines, Journal of Transportation Engineering, Vol. 110, No.2, pp. 175–189, March 1984.

[7] L. Collberg, M. Carr, E. Levold, Safebuck Design Guideline and DNV RP F110, OTC 21575, 2011.

[8] M. Carr, D. Bruton, and D. Leslie, Lateral Buckling and Pipeline Walking, A Challenge for Hot Pipelines, OPT 2003, Amsterdam, 2003.

[9] Q. Bai, X. Qi, and M. Brunner, Global Buckle Control with Dual Sleepers in HP/HT Pipelines, OTC 19888, 2009.

[10] A. Rathbone, M. Abdel–Hakim, G. Cumming, and K. Tørnes, Reliability of Lateral Buckling Formation from Planned and Unplanned Buckle Sites, OMAE2008–57300, 2008.

[11] G. Brown, M. Brunner, and X. Qi, Lateral Buckling Reliability Calculation Methodology Accounting for Buckle Interaction, OTC 17795, 2006.

[12] M. Carr, I. C. Matheson, R. Peek, P. Saunders, and N. George, Load and Resistance

Modeling of the Penguins Flowline under Lateral Buckling, 23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vancouver, Canada, OMAE 2004 - 51192, 2004.

[13] D. A. S. Bruton, M. Carr, Overview of the SAFEBUCK JIP, OTC 21671, 2011.

[14] I. Matheson, M. Carr, R. Peek, P. Saunders, and N. George, Penguins Flowline Lateral Buckle Formation Analysis and Verification, 23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vancouver, OMAE2004-51202, 2004.

[15]G. E. Harrison, M. Brunner, and D. A. S. Bruton, King Flowlines - Thermal Expansion Design and Implementation, OTC 15310, 2003.

[16] J. H. A. Baker, D. A. S. Bruton, and I. C. Matheson, Monitoring and Effective Integrity Management of Laterally Buckled Flowlines in Deep Water, OTC 17932, 2006.

[17] M. Brunner, X. Qi, J. Zheng, and J. Chao, Combined Effect of Flowline Walking and Riser Dynamic Loads on HP/HT Flowline Design, OTC -17806, 2006.

[18] H. Thompson, M. Zhang, M. Brunner, K. DeLack, and X. Qi, Chevron Tahiti Project Flowline Expansion Control System, OTC 19858, 2009.

[19] B. Bruton, M. Carr, M. Crawford, and E. Poiate, The Safe Design of Hot On-Bottom Pipelines with Lateral Buckling using the Design Guideline Developed by the SAFEBUCK Joint Industry Project, Deep Offshore Technology, Brazil, 2005.

[20] A. Rathbone, M. Abdel-Hakim, G. Cumming, and K. Tørnes, Reliability of Lateral Buckling Formation from Planned and Unplanned Buckle Sites, OMAE2008-57300, 2008.

[21] D.A.S. Bruton, F. Sinclair, M. Carr, Lessons Learned From Observing Walking of Pipelines with Lateral Buckles, Including New Driving Mechanisms and Updated Analysis Models, OTC 20750, 2010.

[22] M. Brunner, X. Qi, and J. Chao, Challenges and Solutions for Deep Water HP/HT Flowlines, Deep Offshore Technology, France, Nov 2003.

[23] D. Perinet, and I. Frazer, Mitigation Methods for Deepwater Pipeline Instability Induced by Pressure and Temperature Variations, OTC 17815, 2006.



第 11 章　隆起屈曲

Upheaval Buckling

11.1 引言 Introduction

如果管道在运行状态下无法自由膨胀，受到约束的轴向变形就会在管道中产生轴向压缩力。一般情况下管道不是完全平直，会存在一些失直度（OOS），而将管道铺放在大石块上或不规则海床轮廓将导致缺陷出现。当埋地管道的侧向约束力大于阻碍上拔运动的垂直约束力时，管道将向上移动并发生明显垂直位移，垂直约束力由管道沉没重量、抗弯刚度以及覆土阻力产生。这种现象称为隆起屈曲，是开沟和埋地管道设计中必须予以考虑的失效模式。隆起屈曲使管道向上移动并可能导致不可接受的局部塑形变形、压溃或易受渔具及其他第三方活动的损伤。

长期以来陆上管道就一直存在隆起屈曲问题，现在这也成为海底管道设计需要考虑的主要问题之一。海底管道发生隆起屈曲的最早记录是北海丹麦区域从 Rolf 至 Gorm 的 8in 管道，如图 11.1 所示。管道由包覆在高密度聚乙烯护套中的 2in 厚聚氨酯泡沫提供保温，聚乙烯护套外使用了 2in 厚的混凝土配重层，这样管道的总直径就为 0.45m。管道的埋放深度为 1.15m（从混凝土层顶部计）。

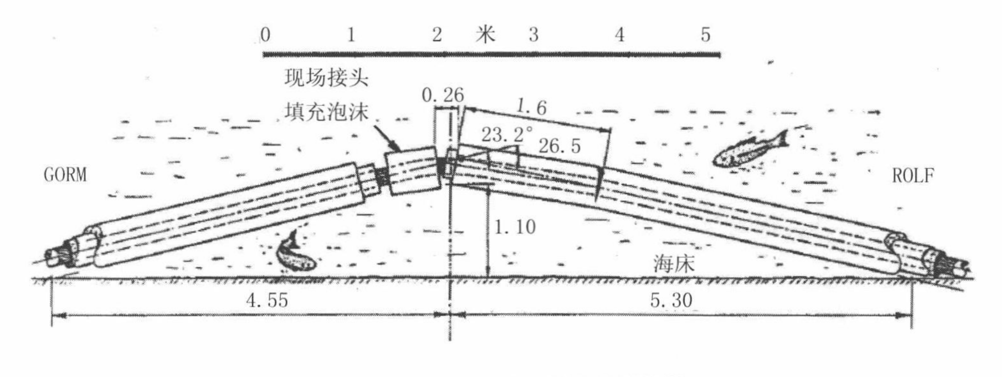


图 11.1　海底管道隆起屈曲的样例[1]

1988 年至 1990 年期间 Shell International Petroleum Maatschappij（SIPM）公司与其他欧洲主要石油公司开展了一次大型行业合作研究，发生这次屈曲失效后，

隆起屈曲就成为该研究的一个主题。1990 OTC 论文集发表了分析结果并对其进行了总结[2-6]。尽管失效并未导致泄漏事故，但被认为可能是很严重的问题。管道运行温度和压力不断升高的趋势使业界对隆起屈曲问题更为敏感。随着这种高温高压情况的增加，几乎所有埋地管道在运行状态下都存在潜在的隆起屈曲问题。在北海，许多管道都开沟埋放以提供环境稳性及免受渔具损伤的物理保护。防止隆起屈曲的最常用方法是增加开沟埋放管道的有效向下载荷，自然或人工回填沟道可提供防止隆起屈曲的约束力并增加管道的保温性。

隆起屈曲的经典分析方法是脱离初始状态寻找平衡状态，平衡状态下管道为屈曲构形。经典方法由当时正在研究铁轨隆起问题的 Martinet 于 1936 年提出，但对此问题进行最合理完善解释的是 Hobbs[7]。Hobbs 的方法为隆起管道处于平衡状态确定了必要条件，但未解释管道如何从初始未屈曲构形跃变为最终的屈曲构形，因而其本身并非不稳定性理论。隆起屈曲现象说明缺陷敏感性非常高，尽管欧拉柱对缺陷并不敏感。

认识到缺陷是屈曲问题的关键因素后分析方法得到了改进，可参见 1990 OTC 论文集。就隆起屈曲而言，管道缺陷与有效轴向力之间的关系如图 11.2 所示。对于曲率较大（弯曲半径较小）的缺陷，产生屈曲时的压缩力要比曲率较小（弯曲半径较大）的缺陷更小。

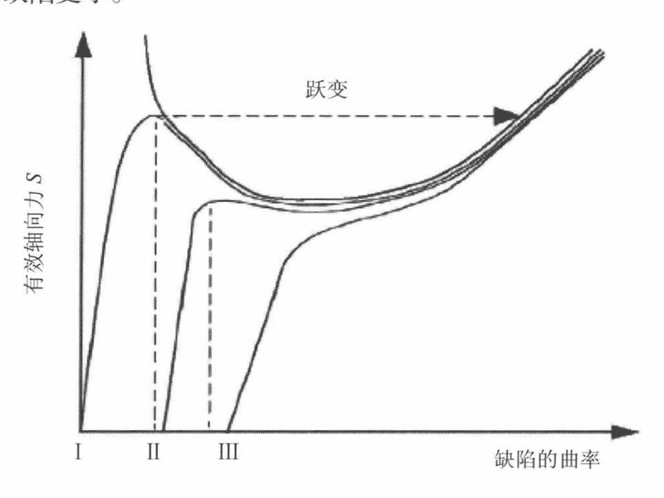


图 11.2　隆起屈曲的响应曲线

Statoil、Norsk Agip、Snamprogetti 和 DNV 实施的行业合作项目（JIP）HOTPIPE（1995~2002）旨在发展易产生整体屈曲的 HPHT 管道的设计领域知

识，几篇论文对 JIP 工作进行了总结[8, 9]，HPHT 管道的结构设计可参见项目指南 DNV-RP-F110 （2007）[10]。其设计标准基于应用可靠性方法对分项安全系数进行修正，以便与 DNV-OS-F101 制定的安全理念保持一致。

图 11.3 为存在初始缺陷的开沟埋放海底管道构形。工程设计中可用两种方法限制隆起屈曲。

- I 级：基于 Mathcad 或 Excel 工作表开发的解析模型，常用于初步设计。
- II 级：采用通用有限元软件（例如 ABAQUS）开发的有限元模型，用于对 I 级中的解析分析或细部设计中的一些重要方面进行验证。

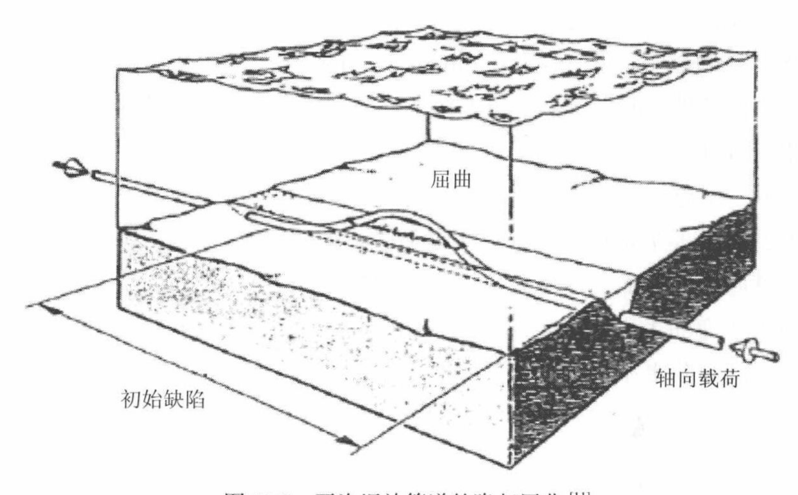


图 11.3　开沟埋放管道的隆起屈曲[11]

过去 10 年中出现了许多解析方法，下节将对一些典型解析模型予以介绍。I 级方法的程序包括：

（1）当穿越不规则海床轮廓铺放管道时，对管道的初始构形进行评估；

（2）计算管道投入运行后保持其初始构形所需的外部向下作用力；

（3）确定管道的沉没重量及所有覆土或外部锚固的上拔阻力；

（4）将所需的外部作用力与已存在的作用力进行比较，如果已存在的作用力大于所需作用力，管道就是稳定的，否则需采取额外措施使其稳定。

因为在概念设计阶段无法得知设计基础缺陷的尺寸和位置，所以应针对一系列缺陷高度重复上述四个步骤。高度范围通常为 0.1~ 0.7m。对高度处于中间的情况，为了提供覆层要求可采用线性内插法。然后将分析结果概述在一张表格中，便于概念设计阶段迅速查看。II 级分析是通过有限元方法进行的非线性数字分析，

基于管道的初始状态并考虑到在运行温度和压力升高的加载过程中管道的弹塑性变形。

11.2 隆起屈曲的解析方法 Analytical Solution of Upheaval Buckling

11.2.1 概述 General

在运行温度和压力的作用下，开沟埋放于不平海床上的管道的有效轴向压缩力增加，导致产生隆起屈曲。隆起屈曲现象与以下因素相关：

- 管道的几何、重量和材料特性；
- 运行温度和压力；
- 海床轮廓和环境特征；
- 覆层 / 泥土特性。

管道的垂直缺陷被定义为开沟埋放时的失直度（OOS），与以下因素导致的隆起屈曲相关：

- 基础（海床）缺陷，例如大石块、海床轮廓、管道交叉位置等，取决于基础形态，管道需与基础形态一致；
- 安装过程中产生的管道缺陷，例如盘卷过程或焊接过程中未对直。管道缺陷可根据其高度和长度予以说明，高度和长度在建造阶段通过测量确定；
- 铺放和开沟作业后管道在沟道中的缺陷，例如挖沟机性能发生变化、停止和开始挖沟等。

当基础缺陷的高宽比大于管道的自然支撑形态时，管道下方将存在间隙，如图 11.4（a）所示。基础缺陷的长度 L_1 小于管道固有波长，若是这种情况，在压缩载荷作用下管道对缺陷的响应将符合图 11.2 中的曲线“I”。起初管道挠度随着有效轴向张力的增加而平滑增加，但在特定临界有效轴向张力处会突然跃变为大挠度。

图 11.4（b）中管道与基础的形态一致，基础的实际波长 L2 大于管道固有波长，在热载荷作用下管道对缺陷的响应为图 11.2 中的曲线“II”。管道与基础部分分离并形成抬升顶部，随着有效轴向张力的增加，管道可能会出现较大缺陷，如图 11.5 所示。隆起屈曲可能发生，也可能不发生。

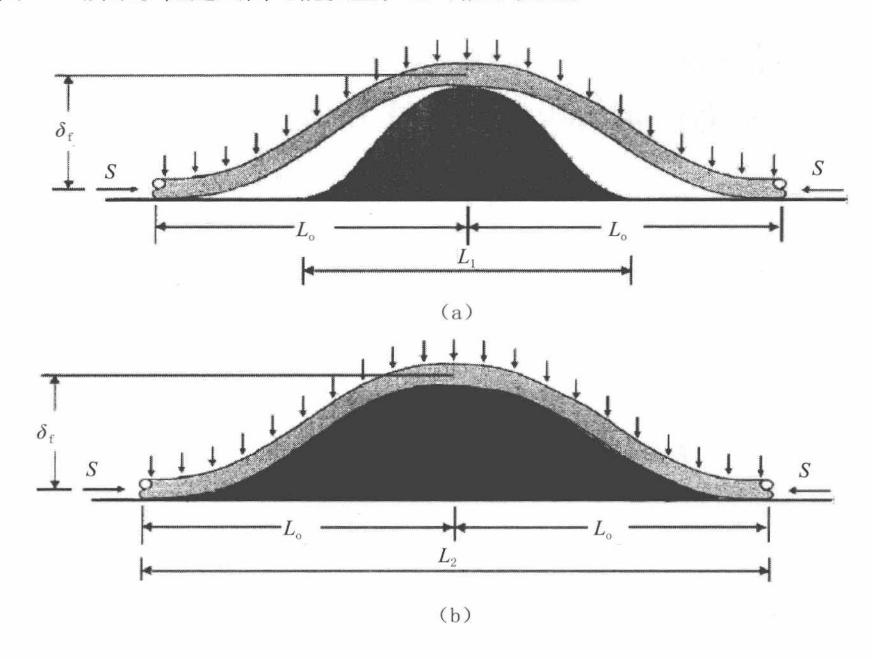


图 11.4　缺陷管道和基础

（a）缺陷，管道和基础之间存在间隙　（b）缺陷，管道与泥土基础完全接触

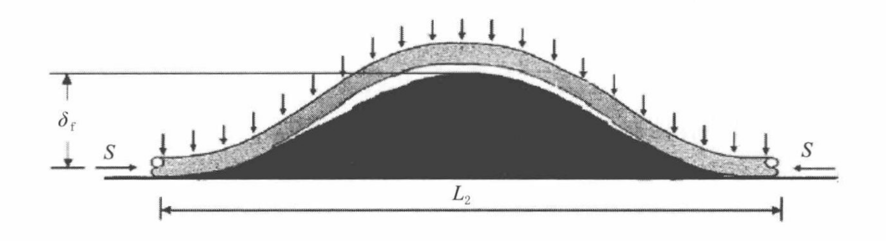


图 11.5　存在较大基础缺陷的管道抬升顶部

11.2.2 隆起屈曲的驱动力
Driving Force for Upheaval Buckling

11.2.2.1 完全约束管道
Fully−Constrained Pipelines

约束管道的隆起屈曲驱动力是轴向压缩力，由温度和内部压力上升以及铺管留下的残余张力所致。根据第 9 章中有效轴向力的定义，完全约束管道的有效轴向压缩力可表达为

$$S_0 = F_{residual} - (1-2\upsilon)(\Delta P_i)A_i - EA_s\alpha(\Delta T_i) \tag{11-1}$$

式中：

S_0 为有效轴向压缩力（压缩为“−”，拉伸为“+”）；

Δ_i 为与铺管状态相关的内部压差，由于安装过程中的内部压力通常为零，此参数与运行内部压力相同；

ΔT_i 为运行温度与安装温度的温差；

A_i 为管道的内圆面积；

A_s 为管道横截面面积；

E 为杨氏模量；

υ 为泊松比；

α 为热膨胀系数；

$F_{residual}$ 为残余铺管张力。

生产曲线和储层分析表明最大运行温度和最大运行压力不会同时出现，因而应基于温度和压力能够出现的最不利组合计算设计有效轴向力，而非二者的最大值。计算管道特定位置的隆起屈曲驱动力时，应考虑管道沿程的预计温度和压力情况，而不是使用管道入口处的最大值。

11.2.2.2 纵向部分约束
Partial Longitudinal Constraint

如果管端与立管或管线终端（PLET）连接，随着轴向土壤阻力的减小，从虚拟固定点（VAP）至管端的有效轴向压缩力的值将从虚拟固定点处的完全约束轴向力开始逐渐减小。

图 11.6（a）为管端与固定立管连接的样例。与水平方向的管端相比立管柔性更好，因而管端易于向平台方向发生膨胀。同样为了使管道能够膨胀也可以使用膨胀环，膨胀可减小轴向压缩力。与图 11.6（a）所示管道系统对应的管道沿程有效轴向压缩力的变化情况见图 11.6（b）。

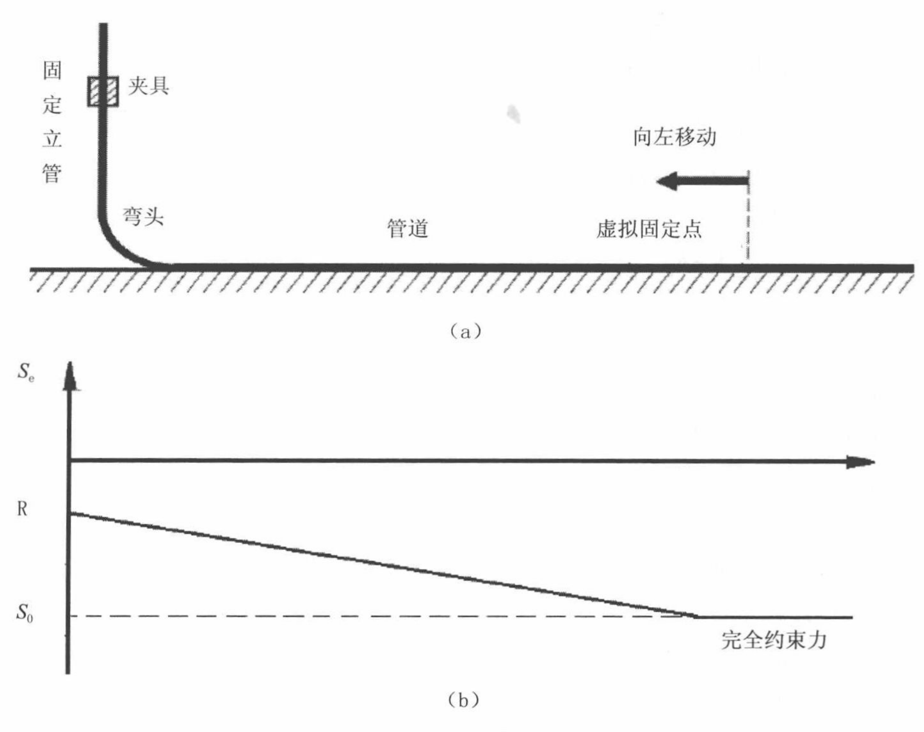


图 11.6　与立管连接的管道的有效轴向压缩力

（a）示意图　（b）有效轴向压缩力的变化

向管端方向的膨胀移动会受到轴向海床摩擦力的阻碍。如果管道和海床之间的单位长度轴向摩擦力为 μaws，距离平台 x 处的有效轴向力为 $R-\mu_a w_s x$，那么到虚拟固定点处有效轴向力就会与完全约束力相同。

如果管道沿程的运行温度和压力不变，使有效轴向力达到完全约束力值的距离为

$$z = \frac{R - S_0}{\mu_a w_s} \tag{11-2}$$

因而出油管中的有效轴向力为：

$$S_e = \begin{cases} R - \mu_a w_s x & ; x < z \\ S_0 & ; x \geq z \end{cases} \quad (11\text{-}3)$$

式中：μ_a 为轴向摩擦系数；w_s 为管道的单位长度沉没重量。如果发生侧向或隆起屈曲，当屈曲中的轴向压缩力小于屈曲发生前的作用力时，管道通常可保持静止。管道从两端朝屈曲方向纵向移动，但移动受到海床摩擦阻力的阻碍。管道中屈曲对有效轴向力的影响如图 11.7 所示。

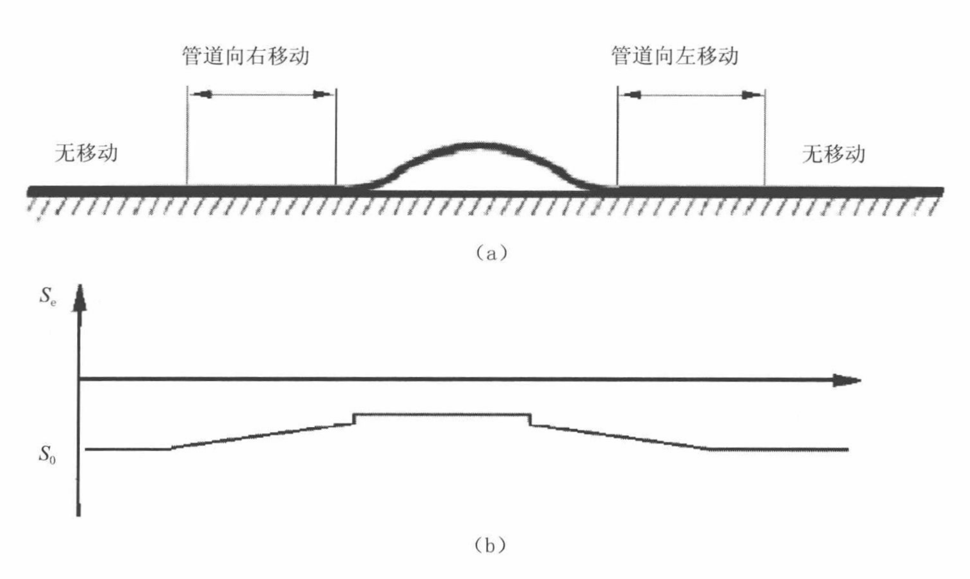


图 11.7　屈曲对管道沿程有效轴向力的影响

(a) 示意图　(b) 纵向压缩力的变化

11.2.2.3　残余铺管张力 Residual Lay Tension

海床上管道的残余铺管张力 Fresidual 可用管道安装软件计算。如果通过推管法或拖管法安装管道，那么残余张力就为推力或拖力。残余张力的范围通常为 10 kips~60 kips，取决于水深和管道特性。如果采用 S 型铺设或 J 型铺设安装管道，残余铺管张力就是水深及管道与安装船夹角的函数。

残余铺管张力很难精确预测，作业中也无法保证。由于轴向蠕变或侧向移动，残余铺管张力会随着时间的推移而减小。因而在整体屈曲分析中，通常保守地假定为零。

11.2.2.4 基础缺陷 Foundation Imperfection

产生基础缺陷的原因是管道沿程的海床不够平整，安装或埋放状态下管道的垂直支撑条件发生了变化。出现大石块或其他单独障碍物、管道沿程的土壤特性改变等都可导致产生缺陷。

11.2.3 管道稳性 Stabilisation of Pipeline

11.2.3.1 概述 General

文献中可见各种控制隆起屈曲的解析模型，但根据其假设条件，解析模型存在以下局限性：

- 线性弹性材料特性；
- 简化轴向和侧向管土相互作用；
- 小挠度理论；
- 所用初始和后屈曲构形基于假定屈曲模式。

11.2.3.2 悬跨管道的构形 Configuration of Spanning Pipeline

为了对管道是否会发生隆起屈曲进行初始评估并计算设计和运行状态下的驱动力，分析将使用图 11.4（a）所示的悬跨管道。悬跨段构形取决于管道特性、轴向力、垂直载荷以及垂直变形。

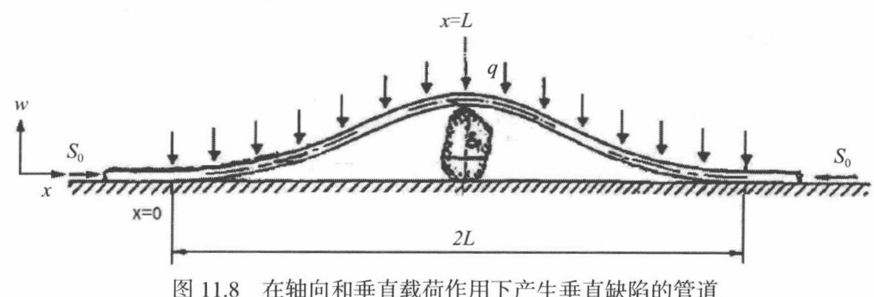


图 11.8 在轴向和垂直载荷作用下产生垂直缺陷的管道

图 11.8 为在轴向和垂直载荷作用下产生垂直缺陷的管道轮廓，这是管道交叉处的典型构形。水平距离为 x，从管道的左触底点开始测量。管道高度为 w，从海床向上测量。垂直缺陷的高度为 δ，管道悬跨段的总长度为 $2L$。由于对称性，只对一半系统进行分析。

假定管道为理想弹性梁，其有效轴向力为 S_0，抗挠刚度为 EI。根据基本梁柱理论，为了使管道保持平衡状态所需的单位长度向下载荷 q（x）为

$$EI\frac{\mathrm{d}^4w}{\mathrm{d}x^4}+S_0\frac{\mathrm{d}^2w}{\mathrm{d}x^2}=-q \tag{11-4}$$

边界条件为

$$\begin{gathered} w(0)=0;\ w'(0)=0;\ w''(0)=0; \\ w(L)=\delta;\ w'(L)=0; \end{gathered} \tag{11-5}$$

如果管道处于弹性状态，则式（11–4）适用。根据式（11–5）的边界条件，可由公式计算出管道悬跨段的长度 L。对于有效轴向力为张力或压缩力，管道构形的解决方法是不同的。

轴向力不同，悬跨段高度和长度之间的关系也不同。对于无有效轴向力的情况

$$\frac{\delta}{\alpha}=\frac{L^4}{72} \tag{11-6}$$

对于有效轴向张力

$$\frac{\delta}{\alpha}=\frac{-\left[(kL)^2+4\right]\cosh(kL)+4(kL)\sinh(kL)-(kL)^2+4}{2\left[1-\cosh(kL)\right]k^4} \tag{11-7}$$

对于有效轴向压缩力

$$\frac{\delta}{\alpha}=\frac{\left[(kL)^2-4\right]\cosh(kL)-4(kL)\sin(kL)+(kL)^2+4}{2\left[1-\cos(kL)\right]k^4} \tag{11-8}$$

式中：

$$k=\sqrt{\frac{|S_0|}{EI}}\ \text{并且}\ \alpha=\frac{q}{EI}$$

式（11–6）为无轴向力情况下的悬跨段长度公式：

$$L_0=\sqrt[4]{\frac{72EI\delta}{q}} \tag{11-9}$$

计算出管道轮廓后，可对其进行微分处理以确定曲率 d^2w/dx^2 及其二阶导数 d^4w/dx^4，然后可通过下式计算出管道沿程的弯矩和弯曲应力：

$$M(x)=EI\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \tag{11-10}$$

$$\sigma_{\mathrm{b}}(x)=\frac{M(x)D_0}{2I} \tag{11-11}$$

管道沿程的横截面剪力可表达为

$$V(x)=EI\frac{\partial^3 w}{\partial x^3}-S_0\frac{\partial w}{\partial x} \tag{11-12}$$

11.2.3.3 管道悬跨段的临界屈曲载荷 Critical Buckling Load of Spanning Pipeline

对处于有效轴向压缩力作用下的管道而言，当式（11-12）中的管道剪力在x=L处（图11.8中基础缺陷的最高处）为零时会发生隆起屈曲，因而：

$$\tan(KL)-(KL)-0 \tag{11-13}$$

此式的最小解为：

$$KL=4.493 \tag{11-14}$$

将此结果代入式（11-8），得到临界轴向压缩力为：

$$\left|S_{\mathrm{critcal}}\right|=3.962\sqrt{\frac{qEI}{\delta}} \tag{11-15}$$

相应的临界悬跨段长度可表达为：

$$L_{\mathrm{critcal}}=2.257\sqrt[4]{\frac{\delta EI}{q}} \tag{11-16}$$

根据式（11-6）~式（11-8）的计算结果，悬跨段长度和有效轴向力之间的关系如图11.9所示。

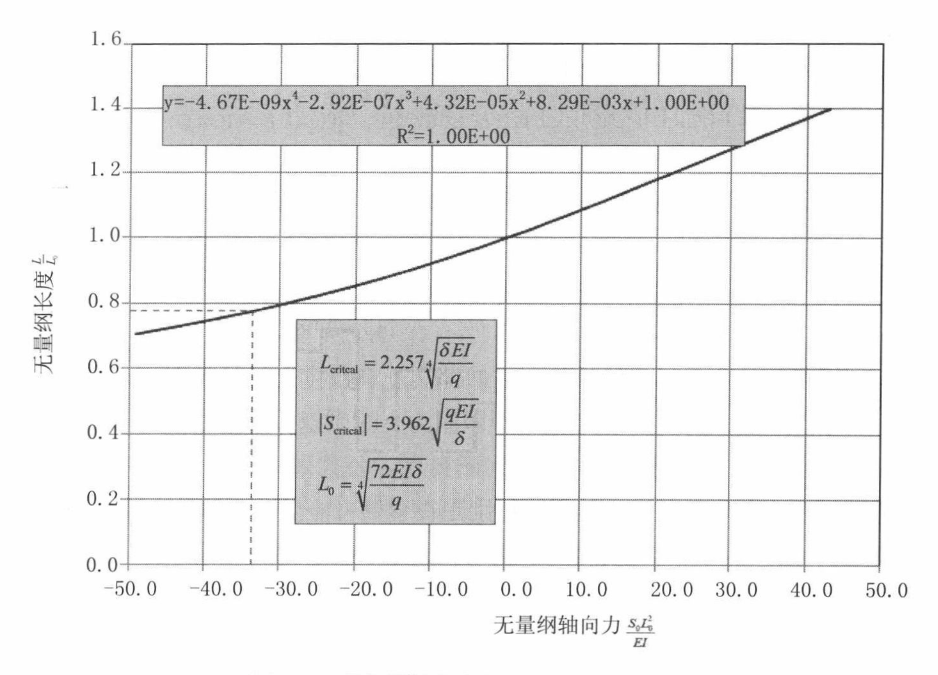


图 11.9　无量纲轴向力和无量纲悬跨段长度

水平轴为无量纲轴向力 $\frac{S_0L_0^2}{EI}$，垂直轴为无量纲悬跨段长度 $\frac{L}{L_0}$，L_0 为无轴向力时的管道悬跨段长度，如式（11–9）所示。图中点线为临界屈曲点。图中所示多项式修正可用于快速工程计算。

11.2.4　隆起运动分析
Analysis of Upheaval Movements

上节分析了支撑管道的隆起屈曲，本节将简介用于 I 级分析的传统隆起屈曲评估，该评估由 Palmer 等人（1990）提出[4]。

使用无量纲项后，式（11–4）可表达为

$$\Phi_w = c\Phi_L^{-4} + d\Phi_L^{-2} \tag{11–17}$$

式中 c 和 d 为待定数字常数。最大无量纲向下载荷参数可定义为

$$\Phi_w = w_{req}EI/（\delta_f S_0^2） \tag{11–18}$$

无量纲缺陷长度可定义为

$$\Phi_L = L_0（S_0/EI）^{1/2} \tag{11–19}$$

式中：

w_{req} 为防止隆起屈曲所需的土壤上拔阻力；

δ_f 为缺陷高度；

L_0 为缺陷长度。

基于大量分析可以得出未知数 c 和 d，式（11-17）就转变为

$$\phi_w = \begin{cases} 0.0646 & ,\phi_L < 4.49 \\ 5.68/\phi_L^2 - 88.35/\phi_L^4 & ,4.49 < \phi_L < 8.06 \\ 9.6/\phi_L^2 - 343/\phi_L^4 & ,\phi_L > 8.06 \end{cases} \tag{11-20}$$

该式在图 11.10 中以实线绘出，在缺陷高度和长度已知的情况下为估算所需向下载荷提供了基础。将特征几何构形限制为支撑型以及未虑及运行过程中管道的移动常被视为该式的局限性并已得到证实 [12]。公式采用如图 11.10 所示的有限元分析数据并不总能得到保守结果，特别是在管壁可能会发生塑性变形的情况下。为了说明管道移动，最大无量纲向下载荷参数可重新定义为

$$\Phi_{wm} = w_{red} EI / \left[(\delta_f + mob) S_0^2 \right]$$

式中 mob 为运行过程中温度和压力所致的管道位移。

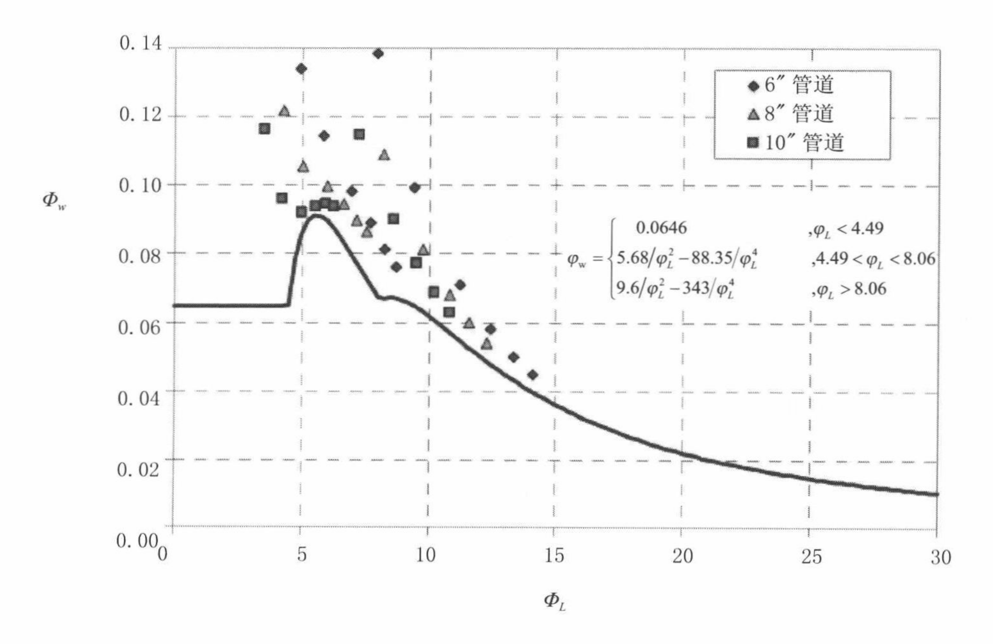


图 11.10　所需向下载荷的通用设计曲线

对于缺陷长度较小的情况，保持管道稳性所需的向下载荷可重新表达为

$$w_{\text{req}} = 0.0646\frac{\delta_{\text{f}} S_0^2}{EI} \tag{11-21}$$

在大多数初步设计中，设计人员可确定轮廓缺陷的最大高度而不是其长度。但缺陷长度可根据假定进行估算，即假定管道构形为安装状态下其抗挠刚度和重量之间相互作用所确定的构形。运行状态下保持管道稳性所需的向下载荷设计公式为

$$w_{\text{req}} = \left[1.16 - \frac{4.76\left(EI\,w_0/\delta\right)^{1/2}}{|S_0|}\right]|S_0|\left(\frac{\delta w_0}{EI}\right)^{1/2} \tag{11-22}$$

式中：

w_{req} 为所需总向下载荷；

w_0 为安装状态下管道的沉没重量（空管）；

S_0 为有效轴向力；

δ 为支撑（缺陷）高度；

EI 为出油管抗弯刚度。

屈曲初始产生点位于单独基础缺陷上，对应于作为支撑缺陷的管道自然弯曲隆起处，管道中的轴向力为零而沉没重量则与开沟埋放过程中注水管道的沉没重量相同。当出油管的沉没重量无法提供足够的隆起阻力裕量时，必须增加土石覆层。通过这种方法提供的隆起阻力包括直接作用于管道外表面的覆层重量以及相应土楔的抗剪垂直移动力。

11.2.5　跳跃屈曲和隆起蠕变 Snap Buckling and Upheaval Creep

运行过程中的隆起屈曲有两种基本形态：“跳跃”屈曲和隆起蠕变。当管道首次投入运行时，由于驱动力不足以克服所有阻力，跳跃屈曲产生时通常伴随着管道突然发生垂直移动。隆起蠕变指埋地管道在回填材料中不断向上移动的现象，由加热和冷却过程中周期性热载荷产生的驱动力所致。在管道的使用寿命内此周期性热载荷使管道周期性膨胀和收缩，可导致隆起屈曲的设计标准不再保守。图 11.11 为带有初始缺陷的管段在运行一年后发生的隆起屈曲。

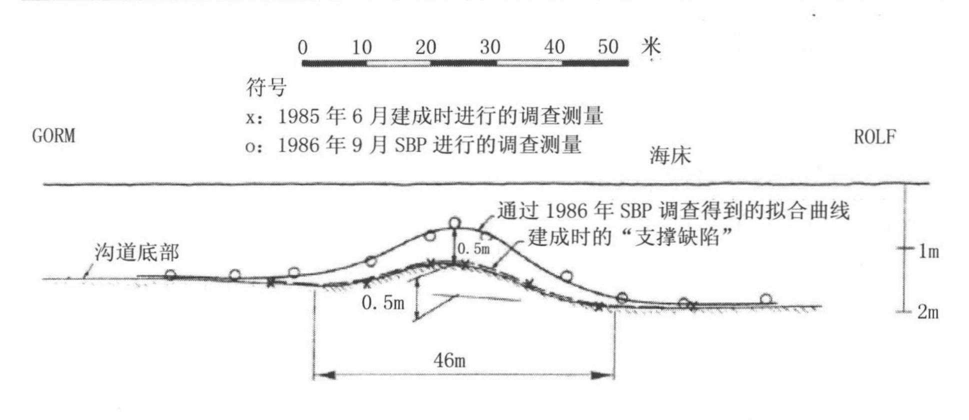


图 11.11 在初始“缺陷”管段上观察到的隆起蠕变[1]

带有初始缺陷的埋地加热管道在运行状态下会向上隆起，可将覆层略微抬起但不一定露出，即不发生隆起跳跃屈曲。当管道卸载时，上拔垂直变形起初将试图沿相同路径恢复至初始缺陷构形。但可以预料到沙粒会填充管道下方因上拔而出现的空隙，并且由于轴向摩擦效应，管道变形处将产生较小的残余压缩力。这些影响使管道无法完全恢复至初始缺陷构形。管道下一次加载时，由于缺陷幅度加大，这些缺陷可使管道在比先前更小的温度载荷下发生垂直上拔。因而如果初始缺陷的尺寸超出一定范围，在多次加热和冷却循环后，就会出现管道低于设计温度发生隆起屈曲的情况。为了避免管道的这种向上蠕变，必须将其前屈曲变形限制在非常小的范围内。减小容许温升同样可行，方法是对管道和沟道的容许缺陷进行约束。

因为管道位移将超出规定范围，所以通常仅在沙比较干净及堆石中淤泥和粘土较少的情况下发生隆起蠕变。一些研究提出了各种限制容许上拔量的方法，可保持覆土的弹性恢复性。建议将上拔移动限制在 15~20mm。在 U 形弯曲处将限制容许温度用作最低温度的情况如图 11.12 所示。

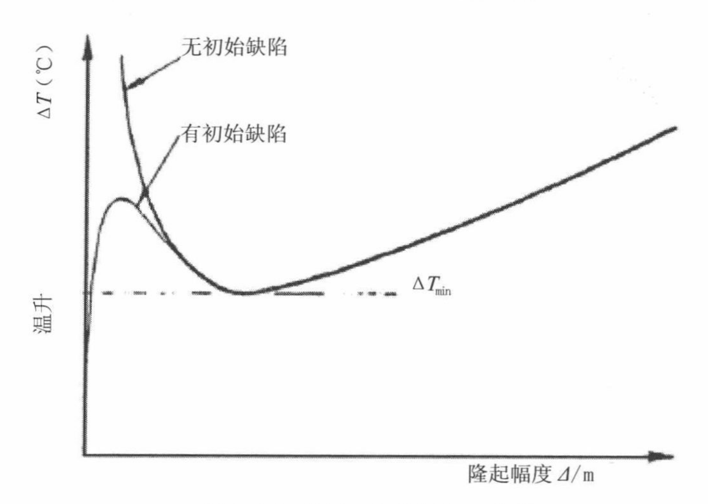


图 11.12　管道上拔趋势与温升 [13]

Pedersen 和 Jensen [14] 对从沟道底部发生上拔的管道的隆起蠕变过程进行了线性分析。假定管道的缺陷为塑性变形结合基础缺陷，对于在 x–w 坐标系中发生上拔的缺陷管道，根据弹性梁理论得出的模型如图 11.13 所示。

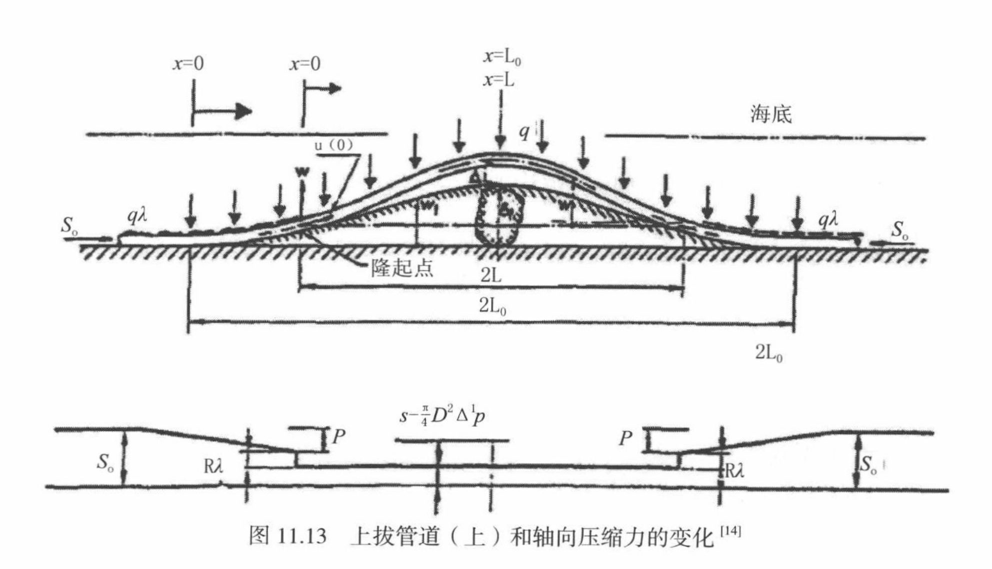


图 11.13　上拔管道（上）和轴向压缩力的变化 [14]

以下为上拔轮廓的计算过程：

（1）根据式（11–23）计算与已知自由悬跨段（$2L$）相关的 k 值：

$$\left(\frac{\alpha}{k^3}+\frac{\gamma}{k}\right)\sin kL-\left(\frac{\beta}{k^2}-\kappa\right)\cos kL+\frac{1}{k^2}\left(-\alpha L+\beta\right)=0 \tag{11-23}$$

上式中的希腊字母可由下式表达：

$$\alpha=\frac{q+q_{\mathrm{p}}}{E\cdot I}$$

$$\beta=\frac{q_{\mathrm{p}}\cdot\left(3L-2L_0\right)+3\cdot q\cdot L}{3\cdot E\cdot I}$$

$$\gamma=\begin{cases}\dfrac{q_{\mathrm{f}}}{6EI}\left(L_0-L\right)\left(3L-L_0\right) & \text{当 } L\leqslant L_0\\ 0 & \text{当 } L>L_0\end{cases}$$

$$k=\begin{cases}\dfrac{q_{\mathrm{f}}}{6EI}\left(L_0-L\right)^2 L & \text{当 } L\leqslant L_0\\ 0 & \text{当 } L>L_0\end{cases}$$

式中：

q 为单位长度管道总重量，包括管道和覆土重量；

q_{p} 为管道塑性变形产生的重量，可由式 $q_{\mathrm{p}}=72EI\delta_{\mathrm{p}}/L_0^4$ 计算；

q_{f} 为与凸出石块或管道交叉高度对应的单位长度管道重量；

L_0 为基础缺陷的半波长，由式 $L_0=2.913\sqrt[4]{\delta_f\dfrac{EI}{q_f}}$ 计算；

L 为图 11.12 所示上拔长度的一半。

然后可用式（11–24）预测管道的轴向力

$$S=EIk^2 \tag{11-24}$$

（2）根据式（11–25）确定挠度构形：

$$w\left(x\right)=A\cos kx+B\sin kx+\frac{1}{k^2}\left(-\frac{1}{2}\alpha x^2+\beta x+\frac{\alpha}{k^2}+\gamma\right) \tag{11-25}$$

式中：

$$A=-\left(\frac{\alpha}{k^4}+\frac{\gamma}{k^2}\right)\quad B=-\frac{\beta}{k^3}+\frac{\kappa}{k}$$

（3）根据式（11–26）和（11–27）计算相关温压组合：

$$S_0=S-\frac{\pi}{4}D^2\Delta P+\sqrt{q\lambda EA_{\mathrm{s}}\int_0^L\left\{\left(w'\right)^2-\left(w_{\mathrm{f}}'\right)^2\right\}\mathrm{d}x-\left(q\lambda L\right)^2} \tag{11-26}$$

式中：

S_0 为作用方向背离屈曲的有效轴向压缩力；

S 为隆起屈曲内的压缩力；

D 为钢管外径；

ΔT 为温度变化值；

ΔP 为油气产品与环境海床之间的压差；

w' 为差动挠度而 wf' 为初始差动挠度。

11.3 隆起屈曲的有限元分析 Finite-Element Analysis of Upheaval Buckling

11.3.1 概述 General

应采用非线性有限元方法分析管道的屈曲响应，因为有限元分析通过大挠度理论足以对此物理现象 / 行为予以说明。对于简单解析分析显示管道有些不稳定或概念设计中必须对安全裕度进行量化等临界情况，细部设计时通常使用有限元分析。隆起屈曲的有限元分析有以下特点：

- 可能使用假定海床轮廓；
- 管道材料具有非线性特性；
- 为上拔阻力留出移动距离余量。

11.3.2 有限元建模 Finite Element Modelling

ABAQUS 软件 [15] 是典型的通用有限元程序，具有三维和非线性处理功能，可对高温高压载荷作用下埋地管道及铺放于海床表面的管道的特性进行仿真。

11.3.2.1 单元类型 Element Types

进行有限元分析时模型中常用管道单元（PIPE31H、ELBOW31H）对管道进

行仿真。PIPE31H 单元为三维混合管道单元，在每个节点都有六自由度。混合管道单元还有额外变量，涉及单元中的轴向力及横向剪力，有助于非线性分析的计算收敛。单元长度一般约为一倍直径，这是预期会发生屈曲的长度，对于其他直管段可以更长一些。

每个管道单元都通过弹簧单元（SPRING2 或 PSI34）与泥土相互作用，在其轴向、侧向和垂向都使用了单独的弹簧单元以表达所有方向上的管土相互作用。PSI34 单元为三维管土相互作用单元，可用于对埋地管道与周围泥土之间的相互作用进行建模。这些单元在其节点处只有位移自由度。单元的一侧或一边与下方管道单元共享节点，管道单元用于对管道建模，如图 11.14 所示。另外一边的节点代表远场表面，例如地表面，可用于通过边界条件定义远场地面运动。

“管道 – 泥土硬度”命令是单元“PSI34”的一个选项，能够在三个方向上定义管土相互作用单元的构成特性。对于粘土和沙，在命令中可用 ASCE 公式直接定义构成模型[16]。

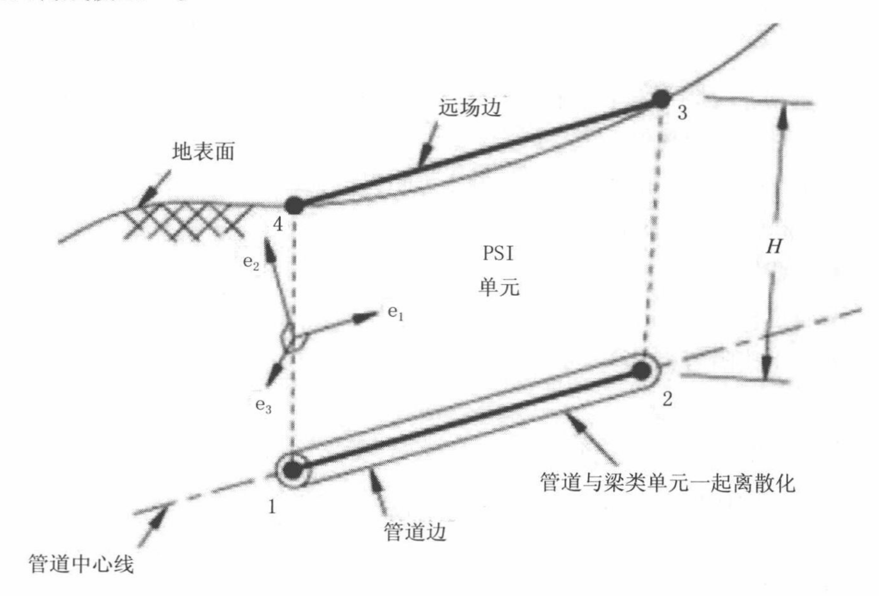


图 11.14　管土相互作用单元（PSI）[14]

11.3.2.2　管土相互作用
Pipe−soil Interaction

通常使用一系列固定于管道上的独立非线性弹簧对管土相互作用（PSI）进行

建模。这些“弹簧”的特征是定义了非线性作用力 – 位移关系，当其与周围泥土相互作用时可代表作用于管道表面的垂向力和切向力的整体作用，如图 11.15 所示。

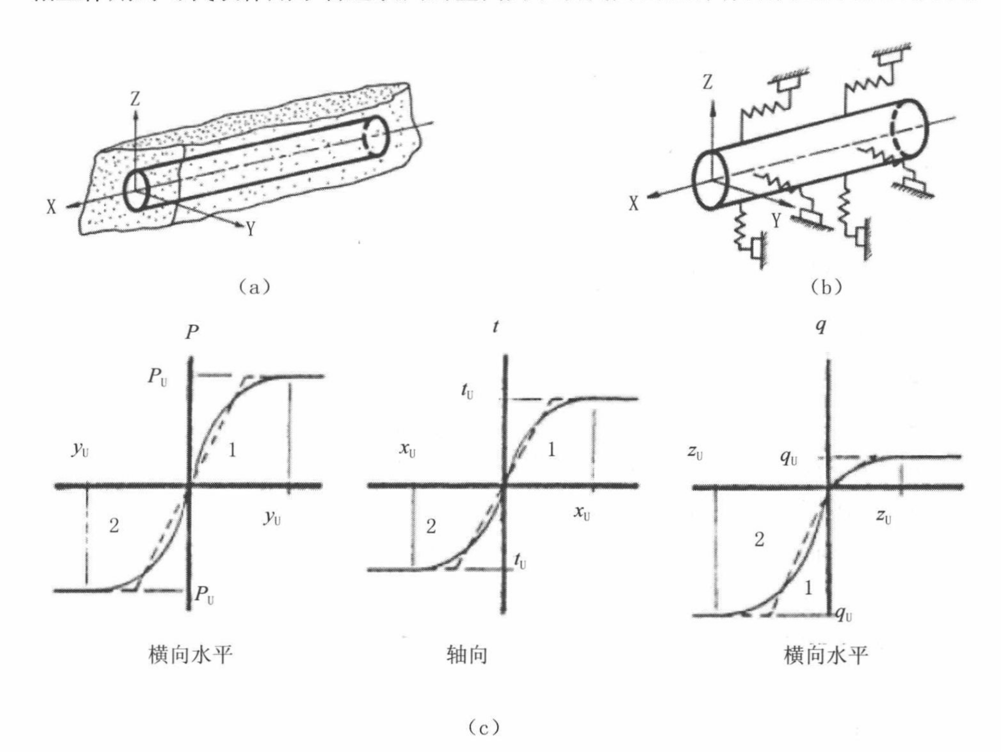


图 11.15　管土相互作用建模 [16]

（a）泥土对管道的三维约束　（b）PSI，管道上有不连续弹簧

（c）使用双线性泥土弹簧代表泥土对管道的作用力

11.3.2.3　初始管道构形 Initial Pipeline Configuration

管道铺放时的初始构形可影响隆起屈曲模式的发展。初始平直且无应力的管道应铺放在海床上或假定缺陷处，并处于安装张力及环境压力的作用下。海床上的管道在引发相关屈曲模式时将在具有初始构形的管道中产生应力和应变。但在有限元建模时，管道和海床接触的情况需要花费大量时间才能得到收敛结果。简化起见，可通过式（11–6）~ 式（11–8）对凸起物体上的管道缺陷轮廓进行预测，并用作有限元建模的初始管道轮廓。

对于无内部轴向张力但抗弯刚度为 EI、放置在高度为 δ_f 的物体上、承载的

单位长度管道沉没重量为 w_S 的弹性管道，式（11-6）得出的悬跨段长度为

$$L_0 = \left[\frac{72 \cdot EI \cdot \delta_f}{w_s} \right]^{1/4} \tag{11-27}$$

解析方法还可通过下式得出管道轮廓：

$$w(x) = \delta_f \cdot \left(\frac{x}{L_0} \right)^3 \cdot \left(4 - \frac{3x}{L_0} \right) \tag{11-28}$$

11.3.2.4 模型和分析步骤 Model and Analysis Steps

仿真隆起屈曲问题的有限元模型包括以下内容：

- 管道系统的结构，包括管段、短管、管道交叉、管道接头及管线终端（PLET）；
- 安装的影响，包括铺管安装导致的初始拉伸载荷；
- 海床缺陷、海床泥土刚度及管土相互作用；
- 沟道阻力、粘性和非粘性覆土或结合石块回填和自然回填。

隆起屈曲包括周期性热载荷作用下的隆起蠕变。有限元模型中使用的载荷步应包括安装、静水检测、正常运行以及加热 / 冷却循环。隆起屈曲和隆起蠕变分析中的载荷周期可通过以下分析程序予以说明：

- 将管道放置于海床上并使管道与海床接触；
- 施加管道重量及浮力以仿真安装状态；
- 施加管土相互作用，使管道构形保持埋置状态并移除接触；
- 对管道注水并进行水压测试；
- 使管道降压；
- 在运行温度和压力下进行加热；
- 冷却至环境温度，包括多次载荷周期内的支撑缺陷变化情况；
- 重复加热和冷却步骤，对管道的隆起蠕变进行检验。

11.3.3 设计标准 Design Criterion

埋地管道隆起屈曲所导致的失效模式包括：

- 断裂和疲劳；
- 局部屈曲；

● 塑性变形。

防止管道发生隆起屈曲并保持安全必须满足几个标准。

（1）隆起蠕变 / 上拔。

一些研究提出了各种限制容许上拔量的方法，可保持覆土的弹性恢复性。对于非粘性土，Pedersen 等人[11]提出隆起蠕变的极限值等于上拔位移，上拔位移可由下式计算：

$$\frac{\delta_f}{D} = 0.02 + 0.08\frac{H}{D}$$

式中 δ_f 为对应于最大上拔阻力的上拔位移（最大移动距离）。最近 Thusyanthan 等人[12,17]提出可根据 H 和 D 用下式预测散沙中的 δ_f：

$$\frac{\delta_f}{D} = 0.02e^{\left[\frac{H}{2D}\right]}$$

（2）应变标准。

遵从 DNV-RP-F110[10]。

（3）局部屈曲。

对于各种设计应使用合适的规范进行局部屈曲核查。

（4）疲劳。

（5）椭圆度。

11.4 限制隆起屈曲的稳定方法 Stabilization against Upheaval Buckling

11.4.1 概述 General

11.4.1.1 埋地管道 Buried Pipeline

海底管道一般只铺放在泥土表面，但有时也铺放在沟道中并进行回填。埋地

管道有以下优点：

● 保护管道免受海船活动导致的损伤，例如坠落物体、放置拖锚或诸如拖网板这样的渔具；

● 防止管道因海流和浮力而发生移动，沉没重量较小的管道具有稳性优势；

● 管道沿程的热损失可降至最低。温度对流体粘度的影响很大，管道温度较低会导致水合物生成。

海底管道的开沟方法通常有：

（1）射水法：通过高压水流冲刷并侵蚀海床，使土体（沙或软质粘土）流化，这样管道就可沉入所形成的“流沙”中。

（2）挖沟：在土体（沙或软质粘土）中进行机械挖沟，然后铺放管道并将开挖出的沙土机械回填至管道上。

图 11.16 为覆盖 / 约束管道的可能情形。海床泥土、开沟泥土或其他泥土都可用于覆盖管道。在海床土体较硬的地区可进行抛石，石块或砾石来自陆上采石场。采用抛石法时，船只通过安装了声学剖面仪的转向管抛下覆石以避免浪费石块。为了使海床更平坦，开沟后也可不回填。管道上方和周围土体的重塑强度通常要明显小于在位覆盖物的重塑强度。

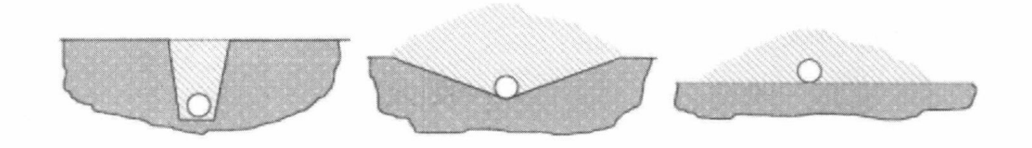


图 11.16　覆盖 / 约束管道的可能情形 [10]

11.4.1.2　覆土的上拔阻力 Uplift Resistance of Soil Cover

隆起屈曲的上拔阻力源自管道重量和覆土，包括作用于管道沿程的轴向摩擦力以及管道回填物的上拔阻力载荷。管道的轴向摩擦力和上拔阻力载荷随着覆土厚度的增加而增加。因为各种埋管技术所用覆土的特性存在着极大的不确定性和随机性，所以预测埋地管道的隆起屈曲阻力非常困难。除土壤特性外，影响隆起屈曲阻力的因素还包括埋放深度、埋放与试运行的时间间隔、管道弯度的增加速率以及堆石厚度等。

11.4.2 上拔阻力与隆起屈曲 Uplift Resistance versus Upheaval Buckling

管道上拔阻力的传统模型如图 11.17 所示。管道上拔阻力来自: ①管道的沉没重量; ②土柱静重产生的被动阻力，土柱边界由管道上方的垂直滑动面决定（$W=\gamma'HD$）; ③沿着垂直滑动面 τ 的边线移动的主动剪切阻力。对于非粘性土，一个常用的假设方法是“垂直滑动面”模型的剪切阻力随着深度增加而发生线性变化。

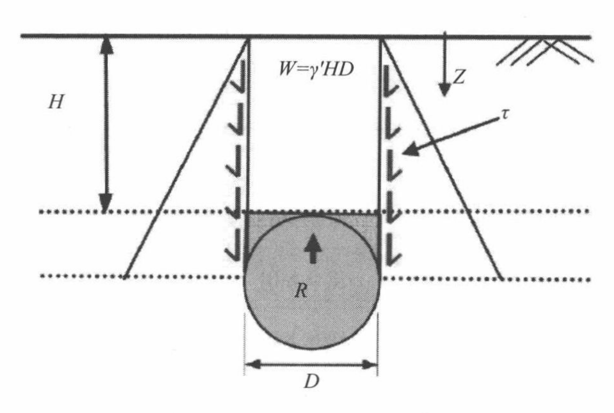


图 11.17　上拔阻力模型 [12]

根据垂直方向上的平衡可推导出单位长度上拔阻力(Schamin é e 等, 1990)[5]:

$$\frac{R}{\gamma' HD} = 1.0 + \frac{f\,H}{D} \tag{11-29}$$

式中:

γ' 为管道上泥土和堆石的单位长度沉没重量;

D 为管道总直径;

H 为从管道顶部至管道中心线上方泥土表面的覆层厚度（回填深度）;

f 为根据经验确定的上拔系数，通常石块为 0.7，沙为 0.5，但散沙一般要小得多，可低至 0.1。

此系数也被称为摩擦阻力系数，可用下式表达:

$$f = K\tan(\varphi)$$

式中 φ 为非粘性土的摩擦角，K 为侧向土体压力系数，$K=1-\sin^2(\varphi)$。DNV

-RP-F110 给出了这两个参数的建议值。对于可能值的下界

$$f_{\mathrm{LB}}=\begin{cases}0.1 , & \varphi\leqslant 30° \\ 0.1+\dfrac{\varphi-30}{30} , & 30° \leqslant\varphi\leqslant 45° \\ 0.6 , & \varphi > 45°\end{cases}$$

基于 Pederson 模型[14]，DNV-RP-F110 建议对粘性土（粘土）和非粘性土（沙）都使用以下上拔模型：

$$\frac{R}{\gamma' HD}=1.0+0.1\left(\frac{D}{H}\right)+\frac{f\,H}{D}\left(1.0+\frac{D}{2H}\right)^2 \tag{11-30}$$

表 11.1 总结了非粘性土上拔阻力 f 及适用 H/D 范围的建议值。

表 11. 1　DNV指南的建议值[17]

回填类型	φ_{peak}/°	H/D 范围	f 的均值	f 的范围
散沙	30	[3.5, 7.5]	0.29	[0.1, 0.3]
中沙	35	[2.0, 8.0]	0.47	[0.4, 0.6]
致密沙	40	[2.0, 8.0]	0.62	
石块	N/A	[2.0, 8.0]	0.62	[0.5, 0.8]

石块是非粘性材料，计算最大上拔阻力所用的关系与沙类似。

设计时对于 H/D 比小于 1 的情况，目前业界的常用做法是忽略上拔阻力产生的剪切作用。但近期研究[12, 17]表明，在 H/D 比为 0.5~3.5 时，垂直滑动面模型能较好地表达散沙中的真实上拔变形机制。在 H/D 比非常小的情况下（$H/D<0.5$），变形机制更类似于楔，但泥土重量增加产生的影响会被剪切作用减小所补偿。因而基于垂直滑动面模型的设计公式仍能对最大可用上拔阻力进行较好的估算。

粘性土的上拔系数 f 可表达为

$$f=2\,\overline{S_{\mathrm{u}}}/\gamma'$$

式中$\overline{S_{\mathrm{u}}}$为管道中心至沟道顶部的平均不排水抗剪强度。

11.5 限制隆起屈曲的设计 Design against Upheaval Buckling

11.5.1 概述 General

最经济的选择是不采取任何措施预防隆起屈曲，在管道投入运行后对出现隆起的所有管段进行稳定处理。使用有限元程序可计算出隆起屈曲发生过程中的变形程度。如果管道中产生的塑性应变可以接受并且没有损失任何完整性，那么管道可以继续运行。如果隆起使管道抬离海床形成弯曲，则应通过精确抛石对弯曲段进行稳定和保护。

通过增加额外上拔阻力来限制埋地管道隆起屈曲的最常用方法是抛石覆盖管道。使用落石管进行深水抛石的技术出现于 20 世纪 70 年代，最初在北海丹麦区域用于管道稳定，现在已成为得到认可的常规作业[18]。但是连续抛石的成本相对比较高昂，这促进了对减少所需抛石量以降低成本的方法进行研究。随后多种方法被提出，例如通过减小壁厚以降低驱动力、更有效地使用石块、使用柔性管以及使用管束等，下节将对几种方法予以详细介绍。

11.5.2 减小驱动力 Reduction of Driving Force

隆起屈曲的驱动力是管道中温度和压力产生的有效轴向压缩力，如式（11-1）所示。可通过以下途径减小驱动力：

改变运行参数

降低运行温度和压力，如不进行外部保温以降低温度或者如果在运行温度和压力下无流动保障要求，可采取措施降低设计压力。

减小壁厚

有效轴向力公式中的温度项与壁厚 t 成正比，这表明尽量减小壁厚是有好处的。基于成本原因，减小壁厚是设计的一个主要问题。一种解决方法是将钢材等级提高为 X80，成本略微增加或不增加，并且 X80 钢管易于焊接。

增加残余张力

另外一种方法是增加残余张力。铺放时的张力是施加于管道表面的铺管船张力的水平分量。可增加此张力，但有一些实际限制，包括：① 可能损坏外部涂层；②可能对船只的系泊系统或动力定位系统造成限制，并且船只与触底点距离较长。但增加施加张力只能对小直径管道有明显帮助，因为铺放时小直径管道的施加张力一般约为 0.5 MN（110 kips），仅是运行状态下产生的轴向压缩力的五分之一；但对于大直径管道，运行状态下的有效轴向压缩力可达 10 MN，与之相比 0.5 MN 的残余张力只能起非常有限的作用。

增加柔性

通过允许膨胀移动，有效轴向压缩力的值可减小至其完全约束值以下。实现方法有：使用膨胀弯管和管端膨胀环、以蛇形或 Z 字形铺管、弯曲铺管或者如果侧向屈曲易于限制的话，可允许管道发生侧向屈曲。

埋地管道向上发生屈曲的原因是管道克服其自重向上移动更为容易，并且覆层的上拔阻力随后会转向两侧或下方。而另一方面，未开沟埋放的管道向两侧发生屈曲要比向上更容易。

11.5.3 抛石或沉排稳定 Rock Dump or Mattress Stabilisation

管道屈曲发生在管道轮廓的较高位置。因而在较高位置处固定管道的方法是在其上放置额外重量，例如石块。如果无法有效确定关键缺陷，一个实用但昂贵的方法是在整根管道上抛石。

成本分析表明如果选择连续抛石，那么铺管、开沟、然后对沟道内的管道抛石要比在自然海床上对整根管道抛石更为经济。

11.5.4 管束 Pipe Bundle

大多数管束都包覆在一根输送管内，并在管端由锚固件进行连接。如果在运

行状态下内部管道和输送管都能自由纵向膨胀，内部管道要比输送管膨胀更多。由于锚固件在管端防止相对移动，当输送管进入拉伸状态时内部管道处于压缩状态。管束整体发生纵向膨胀，但其膨胀受到海床摩擦的阻碍。

管束中的合力是压缩力，但因为输送管提供了较大的抗挠刚度，所以屈曲通常不会发生。此外，对于包覆在输送管内的管束一般不会开沟埋放，因而其更容易向两侧而不是向上发生屈曲。

11.5.5 路径选择和轮廓平滑处理 Route Selection and Profile Smoothing

沿不平海床轮廓铺放的管道要比沿平坦海床轮廓铺放的管道更容易发生隆起屈曲，通过同时从宏观和微观尺度仔细选择路径能够在一定程度上解决这个问题。还可通过“预清理”疏浚对管道路径进行平滑处理，有时采用减小悬跨段长度的方法来实现，但非常昂贵。一个替代方法是在开沟过程中对管道轮廓进行平滑处理，大多数开沟作业形成的沟道底部轮廓都要比初始海床轮廓平滑得多，并可消除短波长缺陷。

11.6 参考文献 References

[1] N.J.R. Nielsen, B. Lyngberg, and P.T. Pedersen, Upheaval Buckling Failures of Insulated Flowlines: A Case Story, OTC6488, 1990.

[2] C.P. Ellinas, W. J., Supple, and H. Vastenholt, Prevention of Upheaval Buckling of Hot Submarine Pipelines by Means of Intermittent Rock Dumping, OTC 6332, 1990.

[3] F.J. Klever, L. C. van Helvoirt, Dedicated Finite-element Model Buckling Response of Submarine, OTC 6333, 1990.

[4] A.C. Palmer, C.P. Ellinas, D.M. Richards, and J. Guijt, Design of Submarine Pipelines against Upheaval Buckling, OTC6335, 1990.

[5] P.E.L. Schaminee, N. F. Zorn, G. J. M. Schotman, Soil Response for Pipeline Upheaval

Buckling Analysis: Full Scale Laboratory Tests and Modeling, OTC 6486, 1990.

[6] J. Guijt, Upheaval Buckling of Offshore Pipelines: Overview and Introduction, OTC 6487, 1990.

[7] R.E. Hobbs, In–Service Buckling of Heated Pipelines, ASCE Journal of Transportation Engineering, vol. 110, pp 175–189, 1984.

[8] L. Collberg, K. J. Mørk, E. Levold, and L. Vitali, HOTPIPE JIP: Design Guidelines for HP/HT Pipelines, OMAE2005–67523, Halkidiki, Greece, June 2005.

[9] S. Goplen, P. Strøm, and E. Levold, Hotpipe JIP: HP/HT Buried Pipelines. OMAE– 67524, Halkidiki, Greece, June, 2005.

[10] DNV, Global Buckling of Submarine Pipelines, DNV–RP–F110, 2007.

[11] P.T. Pedersen, and J. Michelsen, Large Deflection Upheaval Buckling of Marine Pipelines, Proceedings of Behavior of Offshore Structures （BOSS）, Trondheim, Norway, June 1988.

[12] N.I. Thusyanthan, S. Mesmar, and et al, Upheaval Buckling Assessment Based on Pipeline Features, OTC 21802, 2011.

[13] G.T. Ju, and S. Kyriakides, Thermal Buckling of Offshore Pipelines, J. of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol . 110, pp.355–364, 1988.

[14] P.T. Pedersenand, and J.J. Jensen, Upheaval Creep of Buried Heated Pipelines with Initial Imperfections, J. of Marine Structures, Vol. 1, pp.11–22, 1988.

[15] ABAQUS 6.10, ABAQUS Analysis User"s Manual, Dassault Systemes, 2010.

[16] ASCE, Guidelines for the Design of Buried Steel Pipeline, July 2001.

[17] J. Wang, R. Ahmed, S.K. Haigh, N. I. Thusyanthan, and S. Mesmar, Uplift Resistance of Buried Pipelines at Low Cover–Diameter Ratios, OTC 20912, 2010.

[18] A.C. Palmer, M. Carr, T. Maltby, B. McShane, and J. Ingram, Upheaval Buckling: What Do We Know, and What Don’t We Know? The International Seminar on Offshore Pipeline Technology, 1994.

第 12 章　疲劳与断裂

Fatigue and Fracture

12.1 引言 Introduction

本章概述了与海底管道 / 立管的设计和分析相关的疲劳与断裂。设计和分析程序可应用于其他类似结构物。对任何承受着周期性载荷的结构构件，均应核查其是否会出现疲劳现象。部件的疲劳寿命被定义为该部件中的裂纹贯穿壁厚所需的时间。

海底管道和立管系统将海底钻井中心所生产的产品输送至中心设施，如浮式生产储卸装置（FPSO）、半潜平台或张力腿平台（TLP）。一般而言，出油管长达几千米，在安装和运行条件下易受疲劳载荷的影响，包括悬跨段涡致振动（VIV）和周期性热载荷在内。因悬跨管道处在横向海流条件下，涡致振动有可能发生在立管和管道中。管道悬跨段的形成取决于不利条件的海床地形和土壤特性。一旦悬跨段承受着横向海流，流向所致的管道振动则因涡致振动而可能形成疲劳加载。这种加载在管道中产生轴向波动应力，并作用于环形焊缝上。涡致振动和周期性热载荷是运行条件下海底管道的主要问题所在。海底立管主要受到主设施的波浪与海流所致运行的影响，其包括一阶波浪 / 船舶运动、二阶船舶运动和涡致运动。因海流和波浪载荷之故，立管和悬跨管道均承受着大量（>103）相对较低水平的应力循环。因循环加载过大所致的疲劳被称为高循环疲劳（HCF）。高循环疲劳的应力范围较少并发变形，主要是弹性变化。疲劳强度通常可采用基于应力的参数进行描述。

从另一方面来说，由于处在运行条件下的出油管系统升温和冷却之故，管道承受着周期性的热载荷。因高温高压之故，作为较大的有效压缩力的结果，整体屈曲可能会出现在管道中。为控制整体屈曲，将枕木和 / 或浮箱放置在海床的规划位置上，以利于出油管的侧向移动并控制高温高压管道中所产生的曲率变化或应力 / 应变。在此条件下，相对较低数量的循环会出现相对较大的应力范围（在生命周期内多达几百个升温和冷却循环），这是相较于因涡致振动而作用于悬跨管道和立管上的高循环疲劳载荷而言。此类疲劳被称为低循环疲劳（LCF）。多数情况下，低循环疲劳均结合有塑性变形；基于应变的参数可应用于疲劳评估。

12.1.1 疲劳分析方法 Fatigue Analysis Methodology

疲劳是一种渐进性的局部化结构破损，其原因在于结构承受周期性加载时裂纹形成并呈后续扩展态势。大多数结构性缺陷均起因于疲劳。一般有两种工程方法应用于针对疲劳的评估和设计工作：①应力对比缺陷循环次数法，其基于 Miner 法则说明应力范围与持续时间之间的关系；②断裂力学法（FM），其基于 Paris 法则来评估疲劳裂纹的扩展速度。

S–N 曲线的依据为 *S–N* 数据，而这些数据系由所定焊接细节的疲劳试验以及线性破损假设所获得。如果经由 *S–N* 曲线所估算的疲劳寿命小于部件所需的生命周期，而此时的缺陷可能导致严重的后果，那么即可采用断裂力学法。然而，这并非意味着断裂力学法优于 *S–N* 法。断裂力学法采用 Paris 公式计算裂纹的扩展，并采用公认的缺陷评估图（FAD）来评估最终的断裂条件。通过断裂力学裂纹扩展分析计算而得的设计疲劳寿命，应当至少是海底管道所有部件的生命周期的 10 倍。用于断裂分析的初始缺陷尺寸应当是管道焊接无损检测中所规定的最大可接受缺陷。

12.1.2 *S–N* 法与 FM 分析 *S–N* Approach versus FM Analysis

管道和立管的 FM 分析一般所给出的疲劳寿命均小于 *S–N* 法所得到的数值，因为 *S–N* 数据均取自于优良质量焊缝，其初始缺陷深度为 0.1~0.2mm 数量级，通常无法从管道外部对此进行超声波检测。采用目前的技术，根部缺陷探测的实际极限值估计为 0.5mm，但通常取值约为 2mm，这是应当在 FM 计算中采用的可探测极限值。与管道和立管形成对照，多数板材的焊缝其失效均起始于焊趾，这可通过磁性探伤（MT）进行探测，对于表面劈裂型损伤而言磁性探伤更优于无损检测。因此，应用在板材中的 *S–N* 与 FM 计算法的差异并不显著。另外，板材的制造质量控制与疲劳分析中的 *S–N* 假定更多的是保持一致。

除非改进检查分辨率以达到探测管道和立管焊缝中所产生缺陷的水平，否则通过 *S–N* 法和 FM 分析所获取的疲劳寿命的显著差异性将保持不变。

12.2 S–N 疲劳分析法 Fatigue S–N Approach

12.2.1 基于 S–N 曲线的疲劳评估 Fatigue Assessment Based on S–N Curves

"S–N"系指应力范围对比发生失效所需的周期性加载次数。图 12–1 为典型的 S–N 曲线，其中应力幅度 S_a 为垂直轴，发生失效所需的周期性加载次数的对数为水平轴。

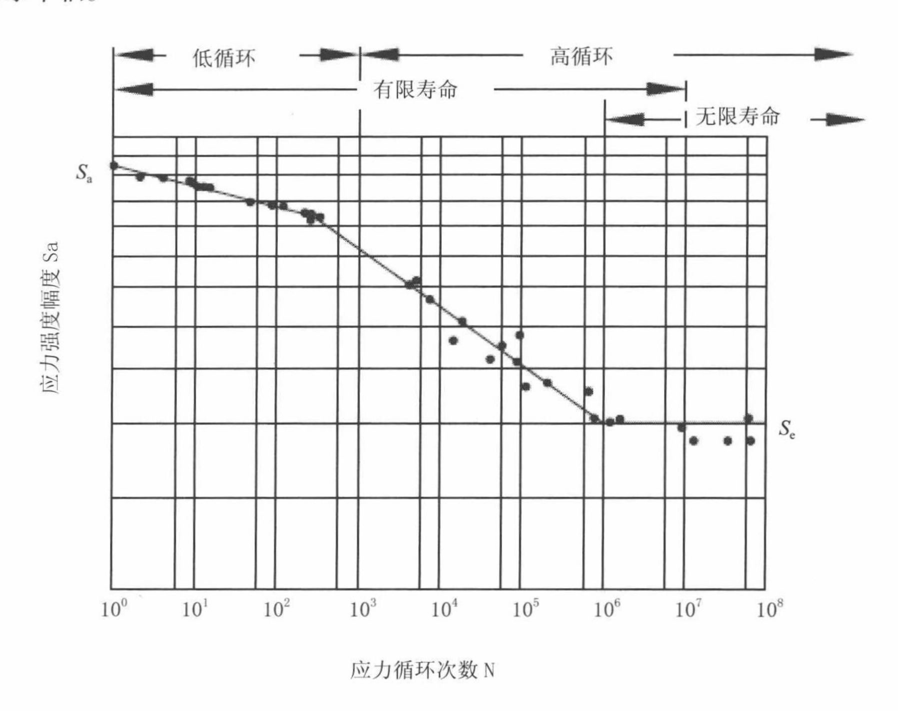


图 12.1 典型的 S–N 曲线

如果材料在极限应力 S_e 以下加载，无论加载循环次数多少，均不会失效。给定循环次数时失效发生的应力幅度是疲劳强度。N 是材料在疲劳寿命中的特定应力范围内发生失效所需的循环次数。应力范围 $\Delta S = S_{max}-S_{min}$ 和周期性加载次数（见图 12.2）。

S–N 设计曲线源自于疲劳试验，其根据为相关试验数据的平均值减去 2 个标准差曲线。疲劳数据的分析需要统计技术，尤其是残余分析和线性回归。S–N 曲线的残余概率为 97.6%。一般而言，S–N 曲线只能通过试验精确获得，其取决于接合部细节和焊接工艺。历史上的各种规则和标准[1,2]已经为通用类焊接程序和接合部细节类型提供了此类曲线，但其主要是基于经焊接板材的相关数据。

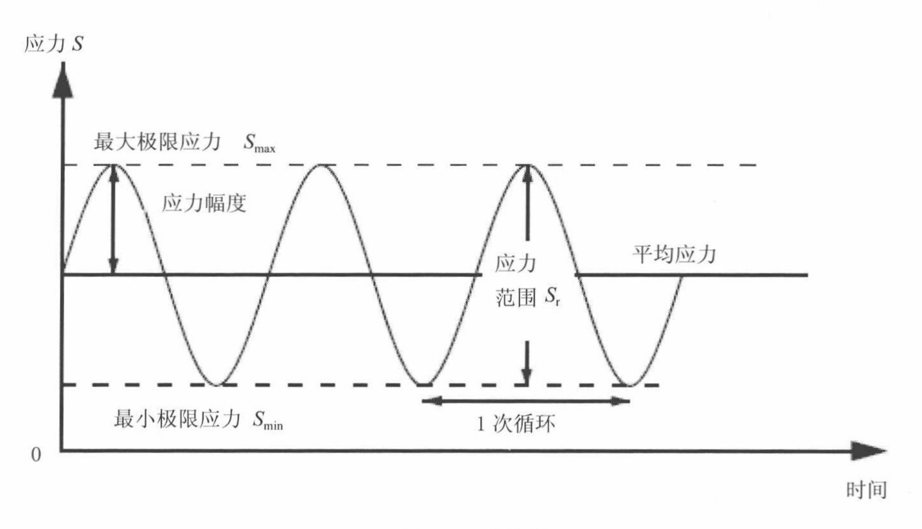


图 12.2　疲劳载荷

12.2.2　Miner 准则
Miner's rule

1945 年，Miner 研发了一种被称为 Palmgren–Miner 准则的方法，其首先由 Palmgren 在 1924 年提出。图 12.3 为 Palmgren–Miner 准则，也称为 Palmgren–Miner 线性损伤假设。其说明，当应力图所示意的是长期应力范围分布时，疲劳损失则可以基于累积法则进行计算，其假定当 Miner 数达到一致时出现疲劳缺陷。

$$D_{fat} = \sum_{i=1}^{M_c} \frac{n_i}{N_i} \leqslant \eta \qquad (12\text{–}1)$$

式中：

D_{fat} 为累积疲劳损伤；

η 为容许损伤比 / 利用系数；

N_i 为 S–N 曲线所定义的在第 i 应力范围发生失效所需的循环次数；

n_i 为应力循环次数，应力范围在 i 区内；

M_c 为应力区数目。

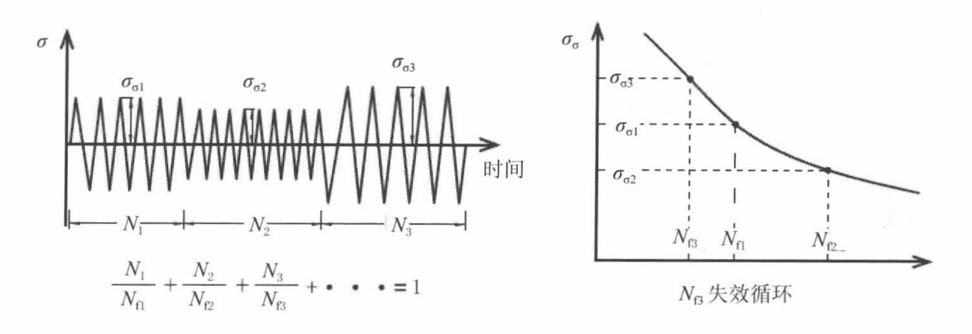


图 12.3　Palmgren–Miner 准则

尽管 Miner 准则是许多情况下的常用近似法，但其有两个局限性：

- 它没有识别出疲劳的概率特性，同时无法简单地将准则所预测的寿命与概率分布特征相结合。
- 在某些情形下，跟随有高应力的低应力循环所导致的损伤要比准则所预测的损伤更多。该准则的一个缺点是其并没有考虑到过载或高应力效应，它们会导致出现残余压缩应力。因出现残余压缩应力之故，跟随有高应力的低应力所引起的损伤会更小。

可基于下述步骤进行疲劳评估：

- 将复杂加载减为系列简单的周期性加载；
- 创建周期性应力范围的应力图；
- 对于每一个应力水平，均计算从 S–N 曲线获取的累积损伤；
- 采用诸如 Miner 准则一类的算法，将个体作用进行组合。

疲劳分析的程序均基于这样的假设，即仅需要考虑到确定耐疲劳度时周期性主应力的范围；也即评估焊接疲劳时平均应力忽略不计。

应用于海底管道和立管的疲劳寿命计算的 S–N 曲线如下式所示 [1]：

$$\log N=\log a-m\cdot\log\Delta\sigma \qquad (12\text{–}2)$$

式中：

N 为容许应力循环次数；

a 和 m 为定义曲线的参数，取决于材料和结构细节；

$\Delta\sigma$ 为包含有应力集中效应在内的应力范围（一次应力循环中最大应力与最小应力之差）。

S–N 法的关键因素包括：

- 选择合适的 S–N 曲线；
- 计算焊缝处的应力集中系数（SCF）；
- 将修正系数用于修正厚度影响。

12.2.3 离岸工程疲劳设计标准 Fatigue Design Standards for Offshore Engineering

离岸管道 / 立管和海底结构物的两个典型疲劳设计标准为 BS7608:1993[1] 和 DNV–RP–C203: 2008[2]。ASME B31.4 和 B31.8 设计标准要求把疲劳分析作为设计问题对待，但两者均不对合适的分析法提出指导。API 1111 系指经由 BS7608 建议的 S–N 设计曲线。DNV–OS–F101[3] 参照了疲劳推荐规程 RP–C203。

从根本上说，BS7608 和 DNV–RP–C203 均为源自系列 BSI 内容和英国健康、安全和环境（HSE）指南的疲劳设计建议的汇总。DNV–RP–C203 专门说明了管道中的环形焊缝，而 BS7608 则专门针对结构构件。

为了针对北海结构物的应用，HSE[4] 和 DNV[2, 3, 5] 引入了下述有关管道环形焊缝疲劳设计的分类。

- C 类：后续研磨齐平的双侧焊缝，证明可免于出现明显的焊接缺陷；
- D 类：平焊双侧焊缝，埋弧焊除外；
- E 类：埋弧焊（SAW）和经由任何工艺完成的定位焊缝；
- F 类：保留垫板上完成单侧焊缝；
- F2 类：无垫板完成的单侧焊缝，涉及接合部错位和焊根有缺陷等情形。

图 12.4 为疲劳设计 S–N 曲线，其根据 BS7608 为环形焊缝标上字母（C、D、E、F 等）。从 C 类至 F 类，在相同的应力范围内疲劳寿命呈单调减少。环形焊缝是承受疲劳加载的管道的需主要考虑之处。一些管道焊接设备允许对某些大直径管道从内外两侧进行环形焊缝焊接，正如对接焊接板材之情形。内外两侧表面上的焊趾部位是最易于形成疲劳裂纹的地方。主要是出于经济和实际操作原因，海底

管道通常都在现场的驳船上采用单侧环形焊缝制造；对于此类焊缝来说，焊根是的疲劳关键所在。

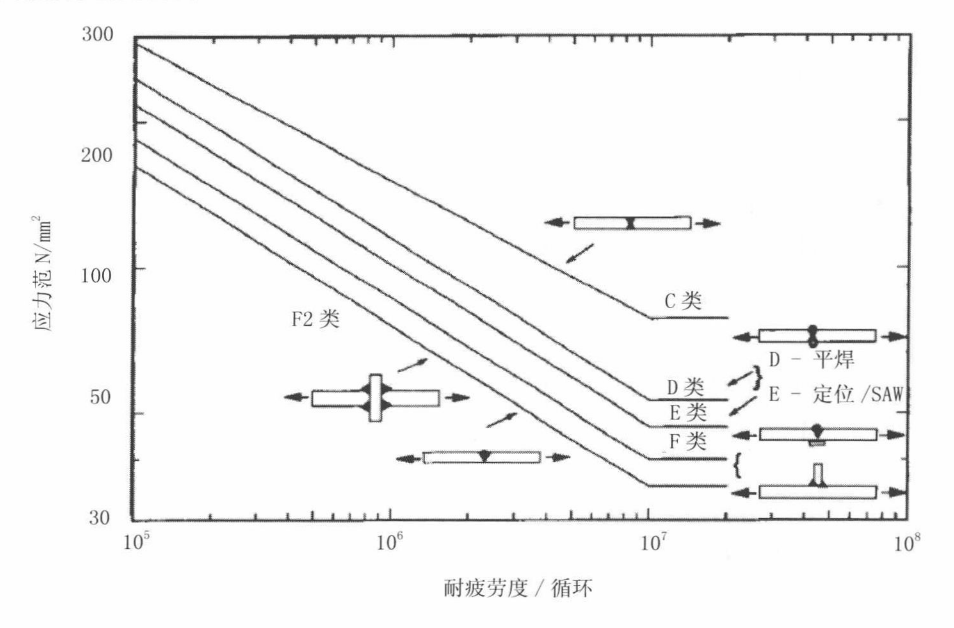


图 12.4 环形焊缝的疲劳设计 *S–N* 曲线 [1]

表 12.1 为管道设计和分析中的焊缝分类，经由 DNV–RP–C203 概述。对于管道内表面焊根处的应力集中点，采用不含应力集中系数（SCF）的 F1 或 F3 类 *S–N* 曲线，而对于管道外表面焊缝顶部的应力集中点，则采用含有应力集中系数的 D 类 *S–N* 曲线。DNV–RP–C203 标准含有在空气和海水中设置阴极保护的 *S–N* 曲线。海水中的 *S–N* 曲线通常应用于管道的外表面，而空气中的 *S–N* 曲线则应用于 ID 管道，因为管道的内表面与内部的流体产品完全接触。设计标准中也提供自然腐蚀（无防腐措施）的 *S–N* 曲线。一般也建议在管道设计和分析中采用 BS–7068 的 F2 类 *S–N* 曲线。

海底套管（PIP）系统可承受周期性热载荷作用下侧向屈曲所致的低循环疲劳损伤，并可承受涡致振动所致的高循环疲劳损伤。一般而言，套管系统的焊缝包括内管道上的对接焊缝及用于外管连接的分隔壳体或某种形式套管布置上的对接焊缝。应特别关注内管道内表面的疲劳评估，因其承受着生产的腐蚀环境，而外管道外表面则处在海水环境中。

选出 *S–N* 曲线的标准通常会给定公式，用以计算焊缝处管道错位所致的应力

集中系数。应力范围应乘上一个适当的应力集中系数。对于酸腐蚀情形，应力范围应当在管道错位时乘上应力集中系数，而在酸腐蚀时则应乘上折减系数。

表 12.1　管道焊缝分类 [6]

描　述		公差要求	*S–N* 曲线	厚度指数 *k*	SCF
焊接	几何形状和应力集中点				
单侧	应力集中点	$\delta \leqslant \min(0.15t, 3\text{mm})$	F1	0.00	1.0
		$\delta > \min(0.15t, 3\text{mm})$	F3	0.00	1.0
垫板单侧	应力集中点	$\delta \leqslant \min(0.1t, 3\text{mm})$	F	0.00	1.0
		$\delta > \min(0.1t, 3\text{mm})$	F1	0.00	1.0
单侧	应力集中点		D	0.15	式（2.9.1）
双侧	应力集中点		D	0.15	式（2.9.1）

12.2.4 疲劳损伤的控制因素
Control Factors for Fatigue Damage

12.2.4.1 海水的影响
Effect of seawater

图 12.5 为钢材焊接结合部的 E 类 *S–N* 曲线实例，其在不同条件下的海水中运行，已广泛应用于立管环形焊缝。对于允许在海水中出现自然腐蚀的钢材，则通过设置约略系数 3 来降低疲劳寿命。海水中的阴极保护保存了空气条件下的钢材性能，但仅仅是在低应力下，而在高应力时则无裨益。从疲劳视角来看，阴极保护可能比高应力时的自然腐蚀更有害，因为出现了氢脆，尤其是在高强度钢中。

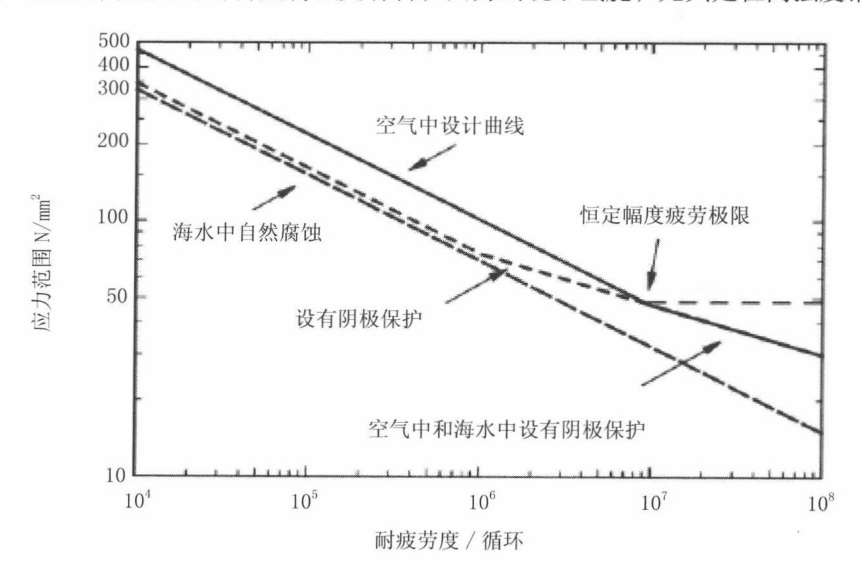


图 12.5 管材焊接结合部的 *S–N* 设计曲线 [7]

图 12.6 为海水中的 *S–N* 曲线与空气中的阴极保护之间的对比。当疲劳极限值大于 107 时，曲线为同一条直线，但是当疲劳极限值小于 107 时，则为同一应力范围。海水中含有阴极保护时的 *S–N* 曲线显示疲劳寿命较低。

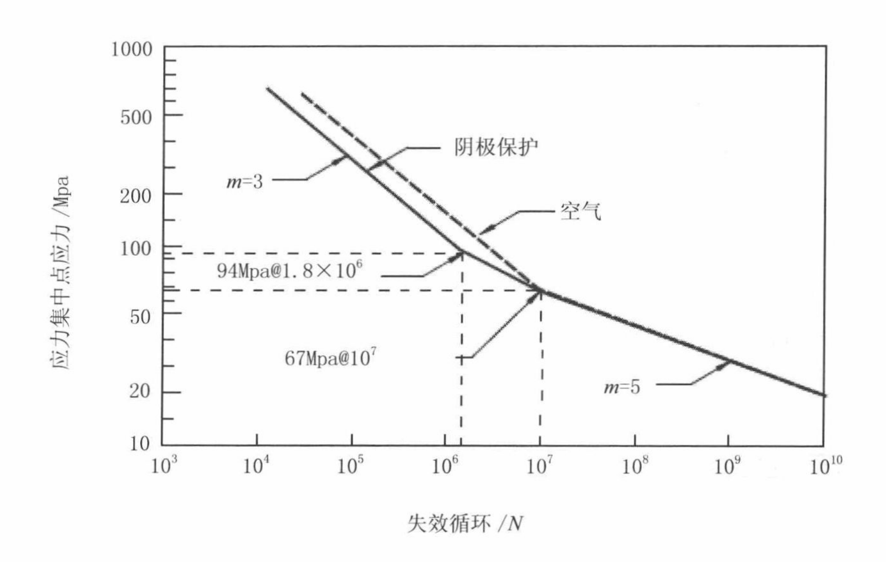


图 12.6　空气中和海水中的环形接合部的 S–N 曲线

12.2.4.2　壁厚的影响 Effect of Wall Thickness

对于超出上述参照厚度的材料厚度来说，应当通过采用壁厚与参照厚度之比来修正应力范围的方式而将下述厚度的影响应用于 S–N 曲线。

$$\log N = \log a - m \cdot \log\left[\Delta\sigma \cdot \left(\frac{t}{t_{\text{ref}}}\right)^{k}\right] \qquad (12\text{–}3)$$

式中：

m 为 S–N 曲线负的反转斜率；

$\log a$ 为 $\log N$ 轴线的截距；

t_{ref} 为非环形接合部的焊接接合的参照厚度 25mm。环形接合部的参照厚度为 32mm；

t 为管道的公称壁厚；$t = t_{\text{ref}}$ 时适用于小于 t_{ref} 的壁厚；

k 为疲劳强度的厚度指数。（$k = 0.10$ 适用于从一侧完成的环形对接焊缝；$k = 0.25$ 适用于承受不同轴向应力的螺栓）。

12.2.4.3 应力集中系数 Stress Concentration Factors

环形焊缝处的应力集中系数（*SCF*）产生于管道组装在一起时的几何错位情形。这些错位的组合影响导致产生局部的二次弯曲应力，并随着公称弯矩和轴向力穿过焊缝而加大了管段中的其他平面公称应力。图 12.7 为管道环形焊缝处的错位和扭曲变形类型。可直接对接合部进行 FE 分析，直接采用应变计测量或是采用参数研究的公式来取得应力集中系数。

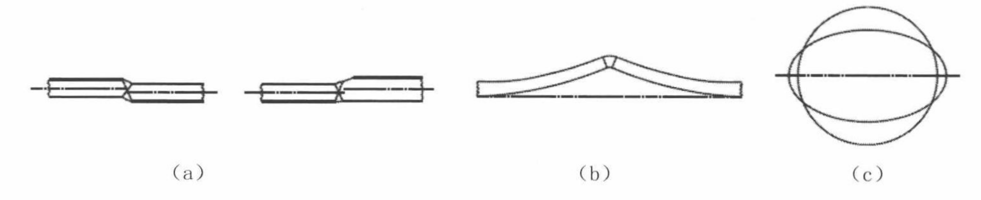


图 12.7 错位和扭曲变形类型

（a）错边 （b）环形扭曲变形 （c）椭圆度

局部轴向错位 e 所致的应力集中系数可由 Connelly[8] 进行估算。

$$SCF = 1.0 + 2.6\frac{e}{t_{\min}}\left[\frac{1}{1+0.7\left(\dfrac{t_{\text{thick}}}{t_{\text{thin}}}\right)^{1.4}}\right] \tag{12-4}$$

在该公式中，应力集中系数是薄壁管的最大表面应力除以薄壁管的横截面积，这里的轴向和局部弯曲应力均为附加应力。公式代表了错配管道 FE 分析所生成的数据点的平均拟合值。出现最大应力的位置点并非一定在管道的内表面上。当疲劳失效形成于焊缝的根部焊道时，应力集中系数可能略显保守。设计时，需对应力集中系数进行调整，以反映出管道 / 立管响应分析中所采用的公称厚度与出现应力集中系数处的实际厚度之差。

确定环形焊缝处应力集中系数的局部错位均可以尺寸公差为依据，其随管道尺寸和制造工艺的不同而变化。如图 12.8 所示，局部错位 e 一般可表示为局部失圆度 OOR 和匹配管壁厚 t_{thick} 和 t_{thin} 的函数

$$e = OOR + \frac{t_{\text{thick}} - t_{\text{thin}}}{2} \tag{12-5}$$

出于设计之目的，可通过假设最差可能错配系由壁厚公差和 OOR 确定，以取得最大偏心距 e_{max}。

$$e_{max} = OOR_{max} + \frac{t_{thick} - t_{thin}}{2} \quad (12\text{-}6)$$

其中：

$$OOR_{max}=OD_{max}-OD_{min} \quad (12\text{-}7)$$

$t_{max}=t\cdot(1+\alpha/100)$ 和 $t_{min}=t\cdot(1-\beta/100)$，其中“$t$”等于公称管壁厚度，$\alpha$ 和 β 分别等于大于和小于公称厚度的百分比。

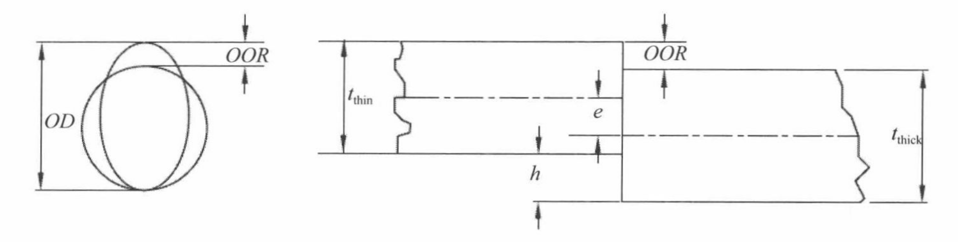


图 12.8 局部管壁厚度错配情形

对于非对称形状的焊缝坡口，应当涵盖因最大容许偏心距而出现的焊根应力集中情形。应力集中系数可基于下式进行评估 [2]：

$$SCF = 1 + \frac{3\delta_m}{t} e^{-\sqrt{t/D}} \quad (12\text{-}8)$$

式中的符号如图 12.9 所示。这一应力集中系数亦可应用于焊趾的疲劳评估（见表 12.1）。应当将管道外部的公称应力用于外部的疲劳评估，而管道内部的公称应力则用于内部的疲劳评估。

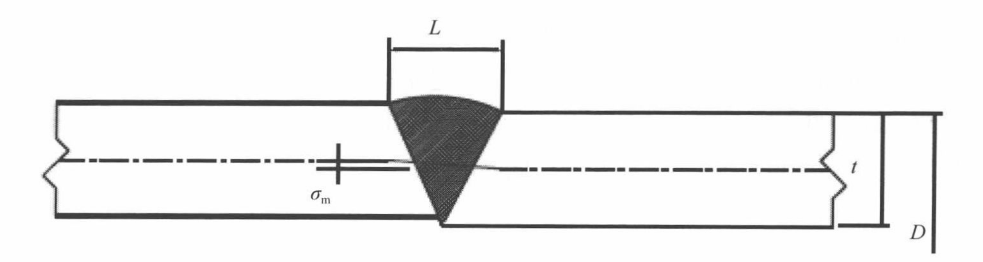


图 12.9　焊接界面的尺寸

对于焊接管道，一般正是其椭圆度控制着结果偏心距。因此，可以线性方式简单地添加公差的影响。对于无缝管则需明白，厚度公差对结果偏心距的影响是类似的。可如下求解结果公差，其有待应用于应力集中系数的计算，同时结合 $\delta_m = \delta_{Tot}$ 采用上式：

$$\delta_{Tot} = \sqrt{\delta_{thickness}^2 + \delta_{ovality}^2} \quad (12\text{–}9)$$

式中：

$\delta_{thiekness}$ 为（$t_{max} - t_{min}$）/2；

$\delta_{ovality}$ 为 $D_{max} - D_{min}$，如果管道得到支撑，就可在外侧某一点进行平焊；

$\delta_{ovality}$ 为（$D_{max} - D_{min}$）/2，如果管道在安装期间进行扶正；

$\delta_{ovality}$ 为（$D_{max} - D_{min}$）/4，如果管道在安装期间进行扶正，并旋转直至实现与周边良好吻合。

12.2.4.4 H_2S 的影响 Effect of H_2S

如果碳氢化合物流体是非腐蚀性的，那么在空气中生成的疲劳试验数据就适用于管道中的环形焊根和 SCR。在此类环境下，可应用标准疲劳设计准则以及标准疲劳空气试验技术。焊帽通常须修整平滑以推进自动超声波检测（AUT），这也有利于疲劳强度，但比起焊根，焊帽很少受人关注，尽管它是在海水环境中运行。

当产品流体含有 H_2S、CO_2 和氯化物时，空气中所生成的疲劳数据则不再具有意义。如果生产过程中含有 H2S 和盐水，那么管道 / 立管则处在“酸性”环境下。图 12.10 为以应力范围 – 发生失效所需循环数曲线或 *S–N* 曲线绘制的耐疲劳度数据，如图所示为空心和实心钻石点。对于空气中的情形，中循环疲劳（ICF）机制中的酸性疲劳性能随着温和环境 *B* 而减退，后者的减退小于一个寿命数量级并小于随着较强酸性环境 *A* 而减退的程度，环境 *A* 的减退介于一到二个数量级之间。该图示也已表明，与试验所用的空气中寿命退化系数 10 至 100 相比，甚至在 H2S 浓度相对较低时对酸性环境疲劳的影响仍然非常明显。实际的影响主要取决于特定环境、材料和应力水平，需要进行认定试验。

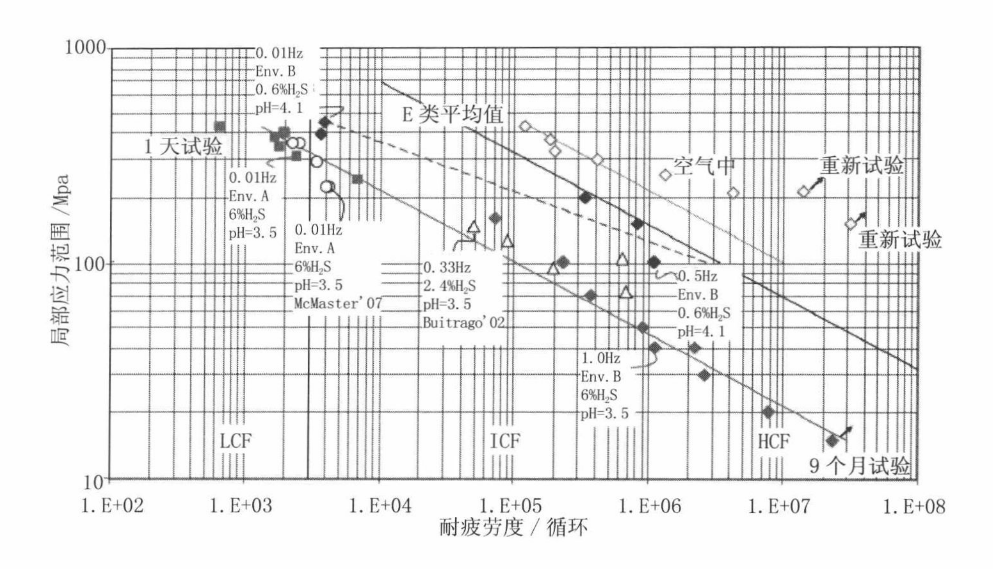


图 12.10　高循环疲劳（HCF）和低循环疲劳（LCF）的酸性耐疲劳度数据 [9]

在低循环疲劳（LCF）机制中，按照应力进行描述的 *S–N* 曲线的适用性似乎在约为 1000 次循环时受到材料屈服应力的限制。对于更短的寿命，则因应力范围较大而需要位移控制条件下的新数据。疲劳“击倒”系数则用于表述疲劳寿命的退化情形，同时含有酸性 / 盐水环境中的疲劳循环与实验空气中的循环之比。

对处在酸腐蚀环境中的管道和立管进行疲劳分析和设计时，将 *S–N* 曲线应用于单根管道出油管内径（*ID*）或套管的出油管内管内径时，应针对应力范围使用击倒系数。击倒系数的大小取决于生产产品中 H_2S 含量的多寡。当仅有中等壁厚的应力范围时，可直接将此类应力范围应用于计算管道内径的保守结果。对于管道外径（*OD*），应力范围可设置为中等壁厚的应力范围，系将其乘以系数 2*OD*/（*OD*+*ID*）而得，属于保守结果。

12.2.4.5　CO_2 的影响 Effect of CO_2

在经由“无硫”条件下的某些管道运送的产品中，其他具有潜在害处的环境则因 CO_2 和盐水而起。图 12.11 为空气中和无硫环境下耐疲劳度的试验数据概述。可以看出，除了一个之外，所有的数据均落在取自 BS7608[1] 的 E 类曲线平均值的右边。0.2Hz 处的耐疲劳度超过了系数约为 8 的空气中的数据。频率增强一个数

量级时，将改变 300MPa 时的环境影响，因此耐疲劳度变为系数 2，低于空气中的结果。

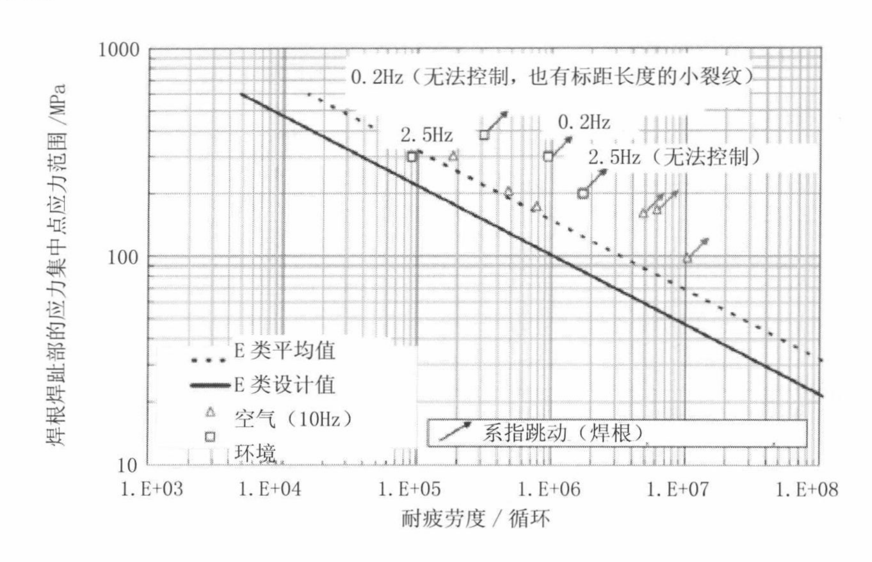


图 12.11　无硫环境下的耐疲劳度数据[10]

耐疲劳度的增强确信是因为材料受一般腐蚀而被移除与疲劳裂纹扩展速度之间不可调和之故，从而使疲劳裂纹的扩展在强腐蚀条件下受到遏制。耐疲劳度的减弱则相信是裂纹端消解之故。

12.2.5　提高疲劳寿命的技术 Fatigue Life Improvement Techniques

对于焊接接合部，可通过一系列方法改进疲劳性能，包括焊趾的控制打磨、锤击或焊接外形控制等，以产生平滑的凹入型外观，并与母体金属平滑融合。去除焊趾缺陷或减小其尺寸的目的在于扩大疲劳寿命中的裂纹形成阶段。下述两种典型的方法均用于降低焊缝部位的局部应力：

- 打磨；
- 通过氩弧熔修（钨极惰性气体）进行再熔化。

降低应力集中

打磨的主要目的是去除焊趾缺陷或减小其尺寸，同时也降低局部应力集中。

打磨的质量取决于操作员的技能水平。

引入有益的压缩残余应力

氩弧熔修的目的在于通过再熔化焊趾处的材料来去除焊趾缺陷，以降低局部焊趾部位的局部应力集中。通过下述方法在压缩时夹紧焊趾：

- 锤击和针击；
- 超声冲击处理（UIT）；
- 低温变换电极（LTT）。

疲劳寿命技术还包括：

- 减少下述所致的轴向错位：
- ◆ 内表面上的管道接合壁高 / 低错配，尤其是采用管端加工或分类工艺的 0.5mm 水平；
- ◆ 邻近管道的壁厚变化；
- 焊帽打磨以去除焊帽。

12.2.6 基于 $\Delta\varepsilon$–N 曲线的疲劳评估 Fatigue Assessment Based on $\Delta\varepsilon$–N Curves

可根据美国焊接协会（AWS）标准 $\Delta\varepsilon$–N 曲线对应变失效循环的次数进行评估，其中的 N 为周期性弯曲应变 $\Delta\varepsilon$ 范围的函数。$\Delta\varepsilon$–N 曲线表示如下：

$$\text{对于 } \Delta\varepsilon \geqslant 0.002 \qquad \Delta\varepsilon = 0.055N^{-0.4} \tag{12-10}$$

和

$$\text{对于 } \Delta\varepsilon \leqslant 0.002 \qquad \Delta\varepsilon = 0.016N^{-0.25} \tag{12-11}$$

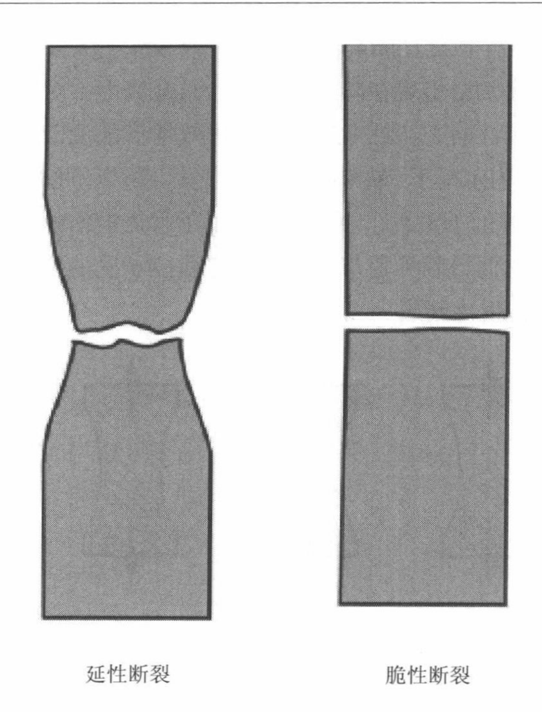
上述两部分曲线的依据为邻近焊缝的应变范围，包括应变的几何集中，但不包括焊帽、根部或焊接缺陷所致的应变集中。应变范围 $\Delta\varepsilon$ 是应变变化的总幅度，也即周期性加载期间焊缝附近的管道上所出现的最大应变减去最小应变。

屈曲所致的局部应变集中需包含在 $\Delta\varepsilon$ 之中，以顾及循环内压缩阶段所出现的屈曲。可以预计，当屈曲所产生的应变集中足够大时，会严重减少疲劳循环的容许次数。

12.3 断裂
Fracture

12.3.1 概述
General

根据材料的塑性变形，现将两种断裂模型定义为延性或脆性断裂。延性断裂具有在裂纹出现之前呈扩展式塑性变形的特征，这样的裂纹对于后续扩展而言是“稳定的”，除非所施加的应力变大。另一方面，脆性断裂的特征在于塑性变形相对甚少，其裂纹是“非稳定的”且在不加大所施加的应力时扩展迅速。图 12.12 为脆性和延性材料的典型拉伸试样及其应力 - 应变曲线。失效之前的显著收缩出现在延性材料上，但脆性断裂表面无收缩。



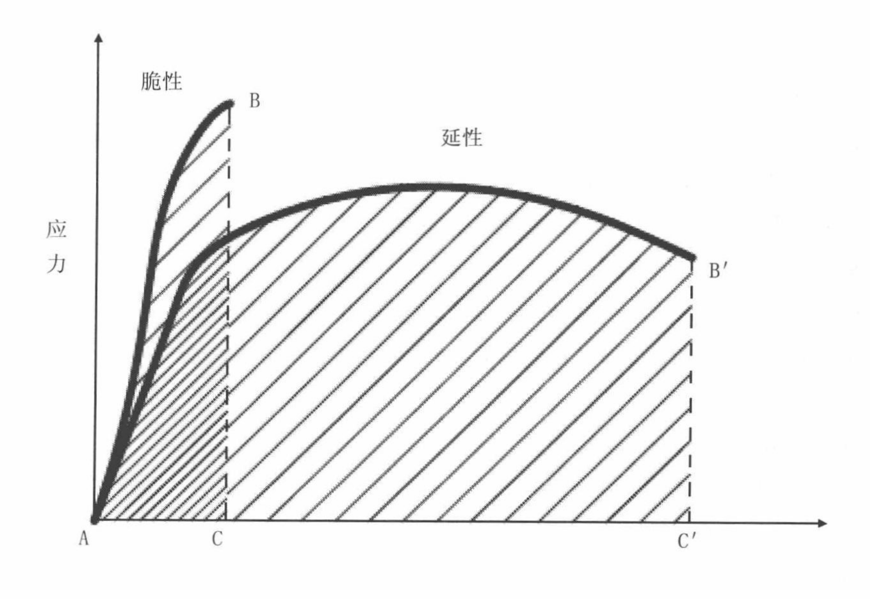


图 12.12　脆性和延性材料的应力和应变曲线

图 12.13 为拉伸试样在延性断裂时的典型失效程序。大多数金属都会出现延性断裂，而脆性断裂通常会出现在陶瓷、冰和低温金属上。对于管道钢，延性特性更为可取。脆性或延性断裂特性所致的管道失效情形随疲劳损伤的加大而更为严重。在大多数运行应力水平下，缺陷都可使管道发生断裂，此时的损伤多由外力、焊接、腐蚀、材料损伤和环境条件导致。当作用于管道损伤的应力超出了断裂形成公差并达到临界值，而该临界值却超出了管道所能承受的物理、材料性能及运行条件的极限，此时即发生断裂。

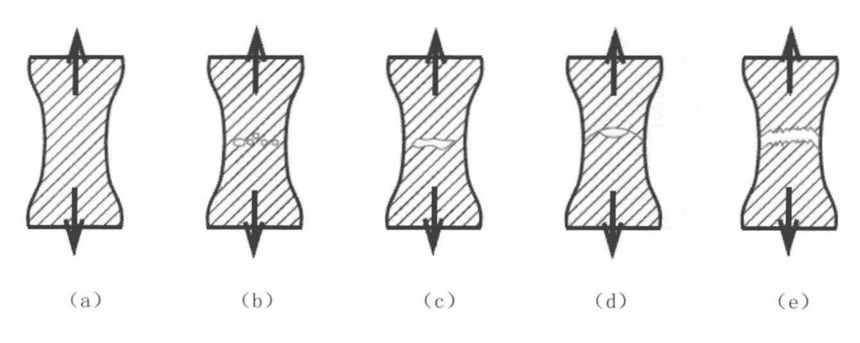


图 12.13　延性断裂的失效程序

(a) 收缩　(b) 形成空腔　(c) 形成裂纹　(d) 裂纹扩展　(e) 断裂

可将断裂力学分析用于制定缺陷接受准则，以限制管道疲劳损伤。假定管道的缺陷是固有的，那么断裂力学可用于表征疲劳裂纹的扩展情形。疲劳寿命的根据是从初始缺陷扩展至临界值。断裂力学分析的主要步骤包括：

- 假定初始缺陷尺寸基于检查能力而定；
- 裂纹扩展数据与材料相关；
- 针对相关的部件疲劳试验结果来校正裂纹扩展模型；
- 工程关键性评估分析（ECA）：
  - 动态应力分析；
  - 缺陷临界尺寸计算；
  - 容许缺陷尺寸定义；
  - 疲劳裂纹扩展计算；
  - 疲劳寿命计算；
- 分段试验；
- 分段试验与 ECA 结果比较；

- 确定接受准则。

断裂力学分析的强大用处不仅在于控制疲劳极限裂纹，而且还在于为选择合适的焊接检验技术以及减少需割除和替换的焊缝数量提供指导。

12.3.2 裂纹形成和扩展 Crack Initiation and Propagation

图 12.14 为延性材料因疲劳所致的断裂表面。一种材料因断裂导致失效的步骤可分为三步：

- 裂纹形成：在这一阶段出现初始裂纹。裂纹可能是由表面刮伤（搬迁或加工材料时所致）、螺纹（如在螺钉或螺栓内）、滑移带或位错（与表面相交，是前期周期性加载或加工硬化的结果）造成的。
- 裂纹扩展：在这一阶段，裂纹作为持续施加应力的结果继续扩展。
- 破裂失效：当材料无法承受所施加的应力时就发生灾难性的破裂现象。这一阶段来得非常迅速。

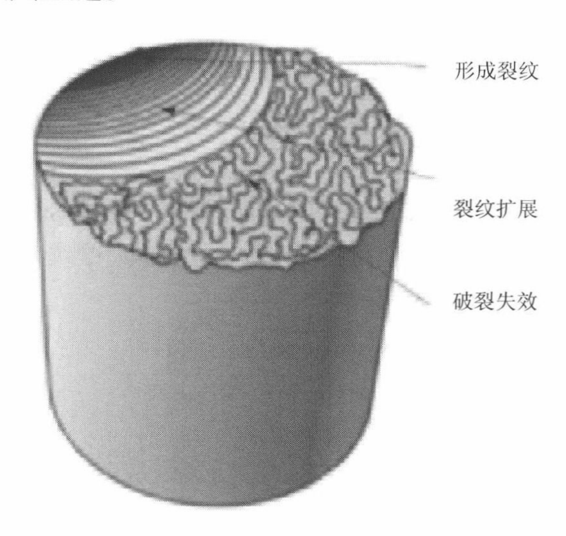


图 12.14　疲劳所致的断裂表面

与断裂相关的材料疲劳寿命由裂纹形成和扩展阶段构成，表示如下：

$$N_f=N_i+N_p \tag{12-12}$$

式中：N_i 为形成断裂的循环次数，N_p 为扩展至失效的循环次数。对于高循

环疲劳或低应力范围水平，整个寿命的多数时间均在于形成裂纹且 N_i 较高，而低循环疲劳或高应力范围水平则以裂纹扩展步骤为主。

12.3.3 断裂韧性 Fracture Toughness

有3种与载荷方向相关的裂纹端变形基本模型，如图12.15所示，即开口式(模式I)、面内剪切（模式II）和面外剪切（模式III）。模式I是裂纹面垂直于最大拉伸加载方向的情形。这是最常见的模式；因此模式I的应力强度系数 K_I 被用于断裂评估。

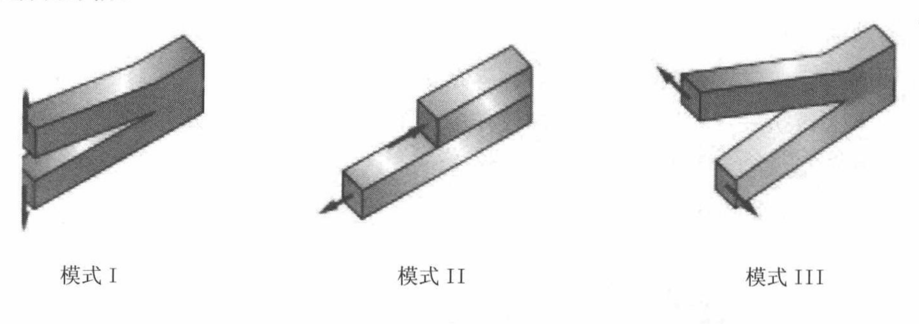


图 12.15 裂纹的加载模式

可以认为，应力强度系数是基于应力而对断裂韧性所给出的估计值。源自于失效时施加作用力所决定的函数。应力强度系数 K 是加载、裂纹大小和结构几何的函数。应力强度系数可用下式表示：

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi\alpha\beta} \tag{12-13}$$

式中：

K_I 为应力强度系数，单位 $MPa\sqrt{m}$ 或 $psi\sqrt{in}$；

σ 为所施加的应力，单位 MPa 或 psi；

a 为裂纹长度，单位 m 或 in；

β 为裂纹长度和部件几何系数，每种试样均不同且无量纲。

应力强度系数被用于确定多数材料的断裂韧性。当应力强度系数达到某一临界值（K_C）时，出现不稳定断裂。应力强度系数的这一临界值被称为材料的“断裂韧性”。只有当屈服应力可以被认为是所施加应力的极限值时，断裂韧性方可被认为是应力强度的极限值。

断裂韧性是裂纹出现时材料对脆性断裂的抗力的量化表示方式。如果材料的断裂韧性值较大，它将有可能承受延性断裂。脆性断裂非常适于表征具有低断裂韧性值的材料。所选材料的断裂韧性 K_{IC} 如表 12.2 所示。

表 12.2　所选材料的断裂韧性 K_{IC}[11]

材料	断裂韧性		
	夏比 V 缺口韧性值 [ft · lbs]	裂纹端张开位移（CTOD）/mm	K_{IC}/ksi $\sqrt{in}$
玻璃	<1	<0.01	1~5
铝	5~25	0.1~0.6	20~25
钛	10~50	0.1~0.7	60~100
铸铁	10~30	0.1~0.5	30~90
钢	40~250	0.05~2.0	100~250

断裂韧性取决于温度和试样厚度，其在达到极限状态（最大约束）前均为变量。断裂韧性是用于表示既有缺陷扩展所需应力的一个参数。它是最为重要的材料性能，因为在加工、制作或使用材料或部件时产生缺陷并不是完全可避免的。材料中的缺陷可以裂纹、孔隙、冶金夹杂物、焊缝损伤和其他形式出现。常见的做法是假定某些所选大小的缺陷将出现在一些部件上，于是采用线性弹性断裂力学（LEFM）法来设计关键部件。这一方法采用缺陷尺寸和特性、部件几何形状、加载条件和断裂韧性来评估含缺陷部件对断裂的承载力。

12.3.3.1　裂纹端张开位移 CTOD

裂纹端张开位移（CTOD）试验是对材料的裂纹扩展抗力进行测定。裂纹端张开位移法被用于那些在失效前会出现某些塑性变形的材料，其导致裂纹端呈张开式延伸。精确测定这一位移是本试验的精髓之一。

裂纹端张开位移法有两个常见定义，如图 12.16 所示。

（1）原有裂纹端的张开位移 δ。

（2）位移 δ，与裂纹侧翼相交呈 90° 顶角。

如果裂纹在半圆内变钝，那么这两个定义等效。

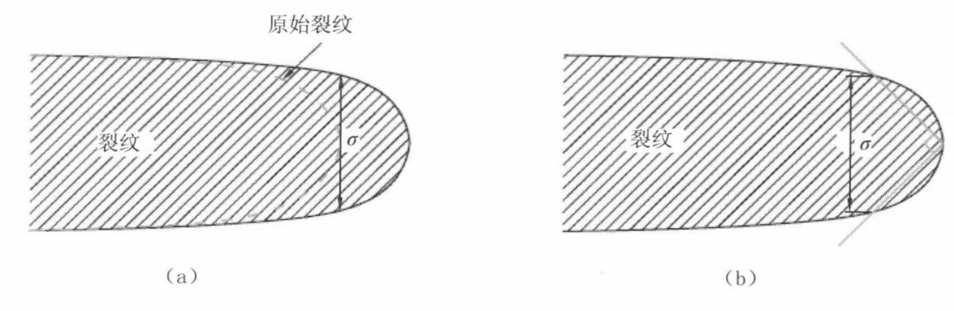


图 12.16　裂纹端张开位移法定义

对三点弯曲试样边缘上的裂纹采用裂纹端张开位移法。如图 12.17 所示，经测定的裂纹端张开位移（CTOD）表示为 m，通常出现在试样边缘附近，易于查看，而实际的裂纹端张开位移（CTOD）则表示为 a，是裂纹长度，b 是试样剩余部分长度。裂纹端张开位移可从两个相似三角形的简单几何形状进行计算：

$$CTOD = \frac{\rho b}{a + \rho b} CTOD_m \quad 或 \quad \delta = \frac{\rho b}{a + \rho b} \Delta \tag{12-14}$$

式中：ρ 是无量纲旋转系数，用于定位铰的中心。

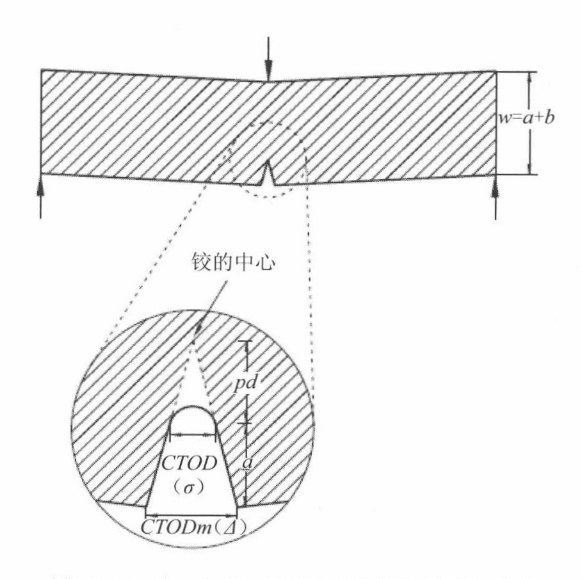


图 12.17　从三点弯曲试样中测定裂纹端张开位移

12.3.3.2 J 积分 J-integral

J 积分是一种用于计算材料中应变能量的释放率或单位断裂表面面积的功（能）的方法。J 积分的理论概念系由 James R. Rice 和 G. P. Cherepanov 于 20 世纪 60 年代中期独立发展而成。J 总积分的计算需独立考虑弹性项和塑性项，当延性裂纹扩展规模小于 10% 的初始剩余韧性时可表示如下：

$$J = J_e + J_p \cong J_e + J_{p0} \qquad (12\text{-}15)$$

式中：

J_e 为 J 积分的弹性项；

J_p 为 J 积分的塑性项；

J_{p0} 为 J 积分的塑性项，不含裂纹扩展修正在内。

通过下式将 J 积分的弹性项与应力强度系数 K 直接关联 [5]：

$$J_e = K^2 / E' \qquad (12\text{-}16)$$

式中：$E' = E$ 表示平面应力（E 为杨氏模量），$E' = E / (1-\nu^2)$ 表示平面应变。J 积分的塑性项则通过施加于裂纹试样的塑性功进行计算：

$$J_P = \frac{\eta_p U_P}{B(W - a_0)} \qquad (12\text{-}17)$$

式中：

η_p 是几何形状的无量纲函数；

U_p 是载荷与 CMOD 曲线下部面积的塑性项；

B 是试样宽度；

$W-a_0$ 是剩余韧性；

a_0 是初始裂纹长度 [5]。

12.3.3.3 J 积分与裂纹端张开位移之比较 Comparison between J-integral and CTOD

在英国，裂纹端张开位移（CTOD）主要用于焊接结构的断裂分析，起始于 20 世纪 60 年代后期因北海开发石油资源之故；而在美国，结合 J 积分的断裂研究主要由核能工业于 20 世纪 70 年代期间所驱动。J 积分与裂纹端张开位移均为断裂韧性的参数，在下式中彼此关联：

$$J = m\sigma_y CTOD \qquad (12\text{-}18)$$

式中：

m 是塑性约束系数；

σ_y 是屈服应力；

塑性约束系数 m 是一个经验参数，系由 ASTM 基于裂纹深度 a 与厚度 W 之比及屈服强度与极限强度 σ_u 之比进行定义：

$$m=-0.111+0.817\frac{a}{W}+1.36\frac{\sigma_u}{\sigma_y} \tag{12-19}$$

可以认为，裂纹端张开位移是基于应变而对断裂韧性所给出的估计值。然而，它可分为弹性项和塑性项。裂纹端张开位移的弹性项源自于应力强度系数 K。其塑性项则源自于裂纹嘴张开位移。与裂纹端张开位移一样，J 的弹性项的基础是 K，而塑性项则源自于力－位移曲线下方的塑性面积。

12.3.3.4 断裂韧性试验[12] Fracture Toughness Testing

断裂韧性是基于断裂力学的适用性评估的关键输入参数。它已成为弯曲条件下对管道试样进行试验的确定做法，旨在取得断裂韧性值，以通过工程关键性评估（ECA）的各种等级计算临界损伤尺寸。尽管断裂韧性有时可取自文献资料或材料性能数据，但是对有待评估的特殊材料和接合部来说，通过试验进行确定是更为可取的。虽然会有不同的断裂韧性测量值，但更值得以精确的方式根据 K、裂纹端张开位移或 J 来确定断裂韧性。

大多数广为使用的断裂韧性试验配置为：

（1）单边缺口弯曲（SENB 或三点弯曲）；

（2）紧凑（CT）试样；

（3）单边缺口张力（SENT）试样（见图 12.18）。

紧凑试样的优点在于其所需材料较少，但加工较为昂贵且与 SENB 试样相比试验更为复杂。也就是说需要满足温度控制的特殊要求。SENB 试样一般浸没在低温试验池内。尽管紧凑试样被加载张力，但裂纹端状态还是以弯曲为主。如果可用材料有限，则可以通过为装载臂在材料试样上焊接延伸块来制作 SENB 试样。

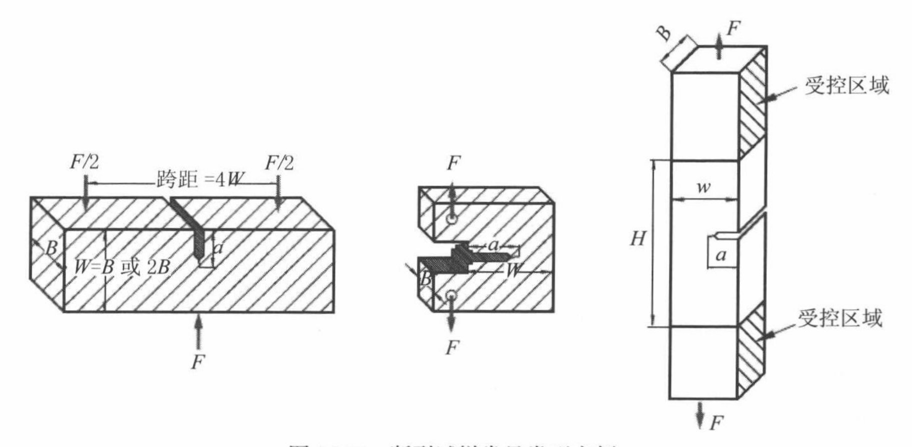


图 12.18　断裂试样常见类型实例

（a）SENB 试样　（b）紧凑试样　（c）SENT 试样

尽管诸如 K、裂纹端张开位移或 J 积分的断裂韧性常被用于描述材料的抗裂强度，但是裂纹端应力三轴的大小也影响着抗裂强度，正如裂纹端的应力和应变状态不完全仅表征断裂韧性一样。裂纹端约束较大的试样通常与裂纹端的高应力三轴相关联。裂纹端约束可表示为用于扩张各向同性对称的线性弹性裂纹端应力场的 T 应力，或是弹性 - 塑性裂纹端应力场的 Q 参数。

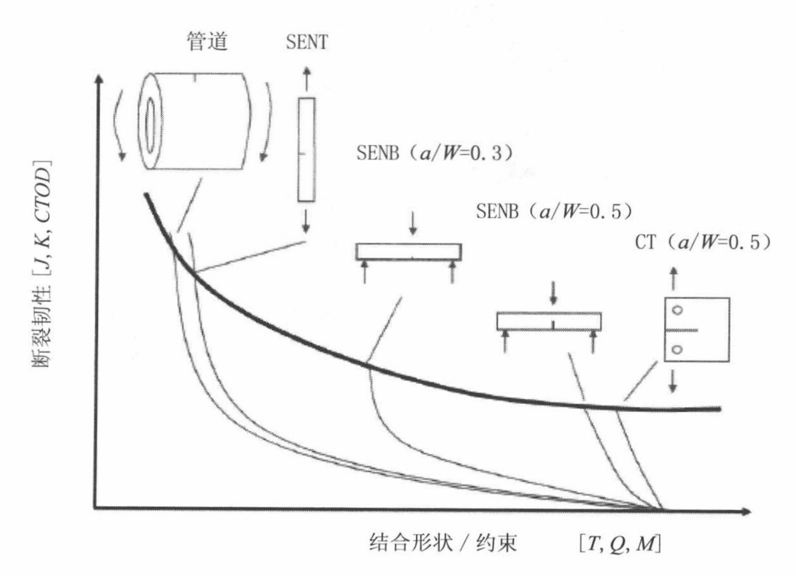


图 12.19　与试样几何形状相关的材料抗力[13]

图 12.19 所示为材料抗裂强度与试样几何形状的关系。断裂韧性明显取决于几何形状和加载条件。粗线表示断裂韧性，例如材料性能，而细线则表示所施加的裂纹驱动力。当所施加的力超过材料抗力时，预计结构物将发生断裂。承受弯曲载荷的管道亦如图所示。管道几何形状一般所呈现的约束远小于断裂力学 SENB 试样。

SENB 和紧凑试样均有深度裂纹，非裂纹韧性处的变形以弯曲为主，其结果导致裂纹端的约束较大。针对 SENB 和紧凑试样的断裂韧性试验，可为具有相似加载条件和裂纹端约束的工程结构合理评估抗裂强度，但不适用于卷管过程中的管道。在管道卷绕 / 退绕过程中，环形焊缝的加载主要是弯曲和张力。另外，环形焊缝的典型裂纹尺寸一般远小于管壁厚度。上述状况所致的裂纹端约束小于深度裂纹试样的约束。因此，SENB 和紧凑试样的试验结果对管道卷绕工艺的评估过于保守。SENT 试样会形成相似的变形特征和裂纹端约束条件，这是管道在安装和运行期间存在的。图 12.20 为相关试验条件下断裂分析结果的比较。管道与 SENT 试样之间的裂纹端上的变形场和开口应力非常相似。SENT 试样尚未被证明符合运行条件，因为有关内部压力影响的信息有限。但是，SINTEF 的结果表明，内部压力不对延性材料的断裂韧性产生影响，这意味着 SENT 试样可用于确定运行条件下的断裂性能 [14]。

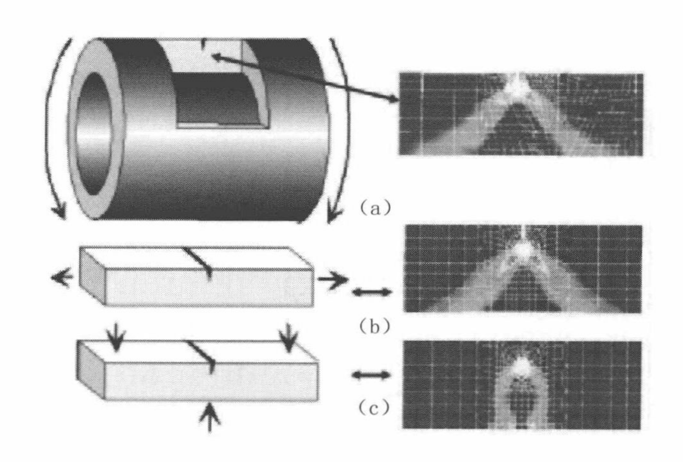


图 12.20　相关试验条件的分析结果比较 [13]

（a）管道截面　（b）SENT 试样　（c）SENB 试样

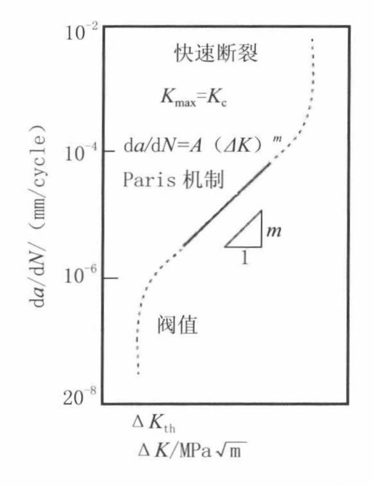
SENT 试样需以张力形式加载，最大净截面应力可直接根据试样测定。这种

净截面应力可用作工程关键性分析（ECA）中的塑性压溃极限值。

12.3.4 疲劳裂纹扩展 Fatigue Crack Propagation

裂纹扩展的速率在确定材料寿命时具有明显的重要意义。图 12.21 所示为疲劳裂纹扩展的典型 log–log 图，其中的裂纹扩展三阶段 I、II、III 可表示如下：

- 阶段 I（接近阈值）：低于 ΔK 阈值时从无扩展过度到有限裂纹扩展速率。该阈值表示疲劳极限；
- 阶段 II（Paris 机制）：“幂律”取决于 ΔK 时的裂纹扩展速率；
- 阶段 III（快速断裂）：扩展速率的加速度 ΔK。



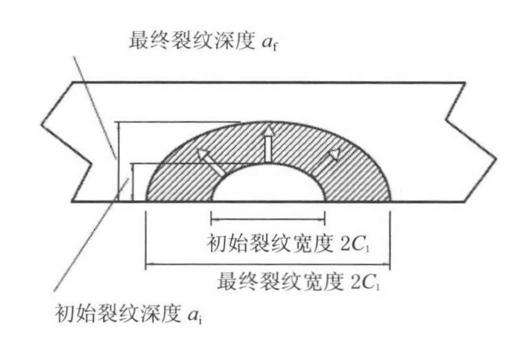


图 12.21　断裂裂纹扩展曲线

裂纹的扩展发生在断裂失效的第二步。当裂纹开始扩展时，裂纹的尺寸也开始变大。裂纹持续扩展的速率取决于所施加的应力水平。裂纹扩展的速率可表示为 Paris 准则，其说明 da/dN 与 ΔK 呈幂律关系。

$$da/dN=A(\Delta K)^m \quad (12\text{–}20)$$

式中：A 和 m 均为材料性能参数，da 为裂纹长度的变化，dN 为循环次数的变化。$m\approx3$ 表示钢材；$m\approx4$ 表示铝材。ΔK 为应力强度系数的变化或由下式表述：

$$\Delta K=K_{max}-K_{min}=Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (12\text{–}21)$$

应力强度系数 *K* 源自于线性弹性断裂力学。这一参数用于描述裂纹端之前的应力、应变和位移的幅度。移动 *Y* 移动疲劳裂纹的速率 da/dN 系从试验所生成的 *a* 与 *N* 曲线中发现。BS7910（1999）[15] 提供了 Paris 准则的建议性数值，应适用于疲劳分析。从试验中取得的材料特性数据相对价廉物美，可用于替代整理好的数据。

如果利用了理想化的应力强度系数解决方案来替代对实际几何形状进行的有限元断裂力学分析，例如平滑板解决方案，那么相关的应力集中系数则应当用于应力范围，以顾及因局部焊缝几何形状、管道错配等所致的应力加大情形。

12.3.5 工程临界评估 Engineering Critical Assessment

12.3.5.1 概述 General

工程关键性评估（ECA）是一种基于断裂力学的方法，其可用作传统疲劳 S–N 法的补充并确定管道和立管疲劳与断裂设计中的缺陷接受和检验准则。与传统的工艺接受准则相比，这是一种用于环形焊缝检验的可选接受准则。工程关键性评估要求焊缝检验的技术更先进、焊缝材料的强度和韧性更高、焊接控制更严格。工程关键性评估是一种基于断裂力学的分析法，对此要么接受缺陷要么拒绝。分析的基本理念是以缺陷尺寸、力学性能、材料韧性和所施加的应力之间的关系为依据。工程关键性评估分析法将确保，经由缺陷评估图（FAD）计算所得的缺陷尺寸极限值从脆性断裂和塑性压溃视角出发是可接受的，而该图定义了在给定缺陷、应力、材料强度和裂纹端张开位移时不会发生不稳定断裂的边界条件。缺陷尺寸和位置均经过试验，且源自于实际待焊接材料的无损检测。在缺陷评估中，工程关键性评估法通常并不比传统准则保守，可明显降低焊缝的废品率。在管道环形焊缝检验时采用工程关键性评估接受准则，可通过使不必要的修理最少化而明显降低建造输送管道的成本。

工程关键性评估法主要用于基于应变的设计，以设定检验时可接受的缺陷尺寸。基于对脆性和延性断裂及塑性压溃的工程理解，该方法用于环形焊缝和接缝焊接区域。工程关键性评估法也适用于“适用性”或“结构完整性”。工程关键性评估的主要目标是为了确定一种设备或结构物的可靠性是否足以满足它所倾向

的运行要求。管道中的裂纹评估是完整性管理计划的重要领域之一。例如，在采用自动化超声波检测（AUT）的管道检验行业内，关键是要分析焊缝以确定是否会有缩短管道运行寿命的任何损伤。

工程关键性评估一般采用行业内认可的做法进行，如 EPRI 法、裂纹端张开位移法，或更多的严格分析法如 R–6 法。管道 / 立管一般采用 BS7910 标准 [15] 进行评估，其允许材料截面性能从脆性断裂变化至塑性压溃。然而，具有较好延性的最现代材料其通常最能表现为非线性断裂力学特点，并需要采用失效评估图（FAD）法进行处理。

12.3.5.2　工程关键性评估程序 ECA Procedure

有许多工业标准为工程关键性评估分析法的实施提供指南。BS 7910——“金属结构物缺陷的可接受性评估法指南”[1] 和 API–RP–579——“适用性推荐规程”[17] 是油气业内的代表性标准。符合 BS 7910 的分析程序概述如下：

- 确定极端和长期载荷；
- 执行断裂分析，以确定最大容许缺陷尺寸；
- 选择小型的初始缺陷尺寸，分析其疲劳裂纹扩展情况，以确定基于长期载荷数据的寿命；
- 迭代式改变初始缺陷尺寸并重复分析缺陷扩展情况，直至达到目标设计寿命；
- 重复一系列缺陷的长宽比，以确定最大可接受缺陷尺寸的分布情况；
- 重复内外表面缺陷和深埋缺陷；
- 编制或确认接受准则。

图 12.22 为容许缺陷尺寸的实例，该图以容许缺陷尺寸作为高度和长度的函数。容许缺陷尺寸系通过采用工程关键性评估法的结果和无损检测设备的敏感性而获得，后者被用于确定缺陷尺寸。当焊缝接受准则得以定义或确认时，方可对此进行应用。如图所示的容许缺陷尺寸系通过假定无损检测（安全系数为 2.0）的缺陷深度探测公差为 ±0.5mm（0.02in）而获得。

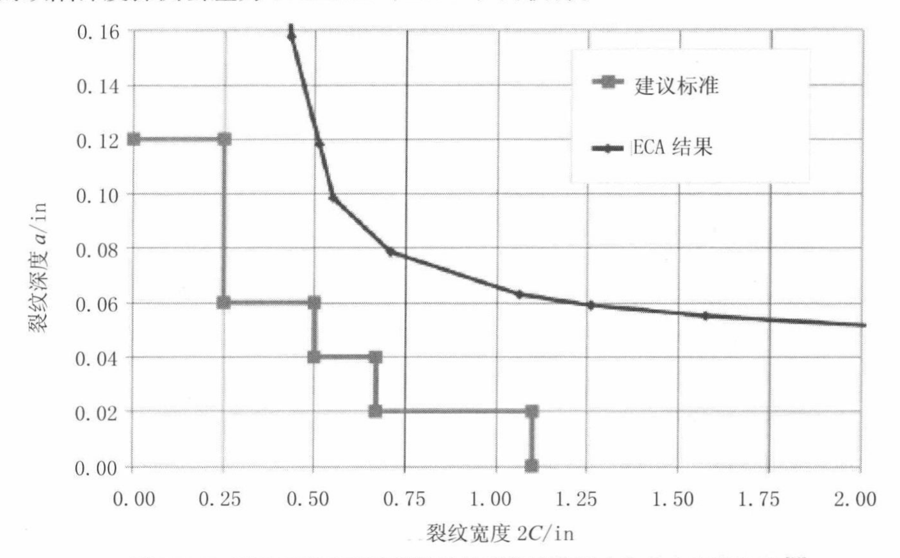


图 12.22　源自工程关键性评估法的容许缺陷尺寸和最大容许缺陷 [11]

12.3.5.3　缺陷类型 Flaw Types

可在工程关键性评估法中予以考虑的缺陷类型被分类为表面、深埋和全厚度缺陷。表面缺陷出现在焊接管道 / 立管接合部的内表面或外表面上，分别被定义为内表面缺陷或外表面缺陷。缺陷尺寸与 BS 7910 相符，如图 12.23 所示。

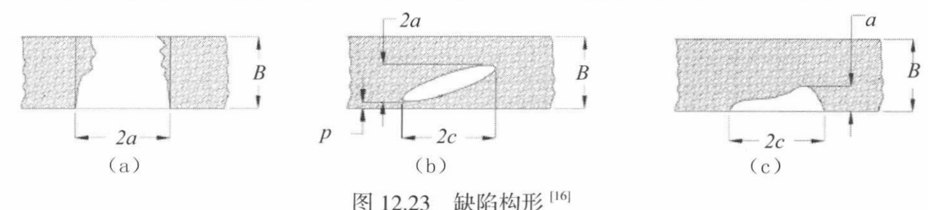


图 12.23　缺陷构形 [16]

（a）全厚度缺陷要求尺寸：$2a$、B　（b）深埋缺陷要求尺寸：$2c$、p、$2a$、B

（c）表面缺陷要求尺寸：a、$2c$、B

周向裂纹系由轴向应力所驱动，而轴向裂纹则由环向应力所驱动。一般而言，表面缺陷导致产生最大容许缺陷尺寸，其与深埋缺陷和内表面缺陷相比尺寸较小。这主要是因为与承受弯曲载荷作用的内表面相比在外表面上出现较大的应力之故。

12.3.5.4 接受准则 Acceptance Criteria

工程关键性评估法的目的是为了确定与特定运行加载历史相关的表面破裂和深埋缺陷的临界特性。其确定了经容许的临界缺陷尺寸，即超过该尺寸时管道 / 立管因裂纹扩展和 / 或断裂而提前失效。

须将源自于工程关键性评估法的临界缺陷尺寸作为标准纳入到无损检测接受准则项目中，从而使无损检测承包方能够校正规定的无损检测技术并保持该系统在整个项目期间具有连续性。对于所考虑的每一种缺陷类型，均有不同的尺寸极限值，因此必须考虑到与每一种缺陷类型的探测相关的敏感性，以便对可接受的极限缺陷尺寸进行定义。

所选择的无损检测技术必须具备使可探测缺陷的大小实现量化的能力，以便与经由工程关键性评估法所确定的临界缺陷进行比较。缺陷大于临界缺陷尺寸可能预示着，焊接接合部并没有达到所希望的标准，需进行修理或割除。

12.3.6 失效评估图 Failure Assessment Diagram

采用具有充分韧性的材料制造而成的结构物可能容易受到脆性断裂的影响，但若过载时会以塑性压溃形式失效。API RP579[16]、BS7910[15] 和 R–6 法 [17] 均对如何评估焊接结构物中的损伤可承受性给出了指南，这里的依据是失效评估图（FAD）法。失效评估图法最初源自于双标准方法 [6]。这一方法说明结构物因两种机制即脆性断裂或塑性压溃而失效，而且这两种机制通过带状屈服模式的插值曲线连接在一起。失效评估图法现已被广泛接受并应用于金属结构物中所发现的损伤情况。失效评估图法对承受脆性断裂与塑性压溃相互作用的裂纹的失效包络线给出了定义。

图 12.24 为以 L_r 和 K_r 绘制成的典型失效评估图，其中 L_r 为载荷比，定义为所施加载荷（P）与参照载荷（P_0）之比；K_r 为断裂比，定义为所施加应力强度

系数（K_I）与材料的临界应力强度系数（K_{mat}）之比。当评估点低于失效评估图法包络线时，裂纹稳定；否则，裂纹扩展呈不稳定。

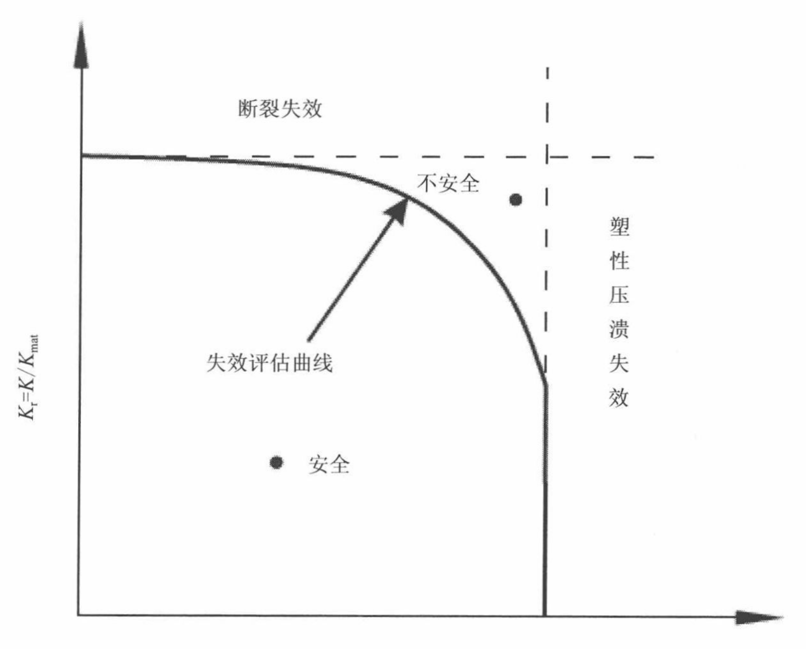


图 12.24　缺陷结构的失效评估图

失效评估图的初始形状适用于小规模屈服加载条件下的线性弹性变形。在失效评估图的带状屈服模型中，参照载荷是该材料的屈服强度。失效评估图更为常用的通式系由许多作者采用 J 积分绘制而成。基于 J 积分的失效评估图已应用于 Ramberg–Osgood 材料，其数值基于变形塑性，或者应用于其他基于增量塑性的弹性 – 塑性材料。对于延性材料，失效评估图的断裂比被定为所施加的 J_I 与 J–R 曲线值之比。工程关键性评估水平 2 中基于 K 的失效评估图或者工程关键性评估水平 3 中基于 J 的失效评估图确定了疲劳裂纹的临界缺陷尺寸。

BS 7910 包括三种评估水平，其随着分析复杂性的增加而不同，同时较高水平的结果较不保守。

- 水平 1——简化评估；
- 水平 2——正常评估，包含生成 2A 和生成 2B 的失效评估图，前者对应力 –

应变数据不作要求；

● 水平 3——延性撕裂评估。

图 12.25 为三种水平的 BS7910 失效评估图曲线比较。工程关键性评估分析法是以材料和特定部件评估点相对于失效评估图曲线的位置为基础。最为简便的情况是，当评估点落在失效评估图所限制的范围之内时部件被视为是安全的，并假定当其落在范围之外时即为临界状态。当在验证试验环境下进行 BS 7910 失效评估图分析时，正如对管道再次进行整圆所提供的一样，重要的是需要明白保守性标准与过载事件之后的初始裂纹尺寸和失效时的最终裂纹尺寸有着明显的不同。对于通用的断裂评估，术语“保守”意味着低估了失效时的临界裂纹尺寸。与之对比，在验证试验环境下“保守”则意味着高估了正好能够承受过载的临界裂纹尺寸。

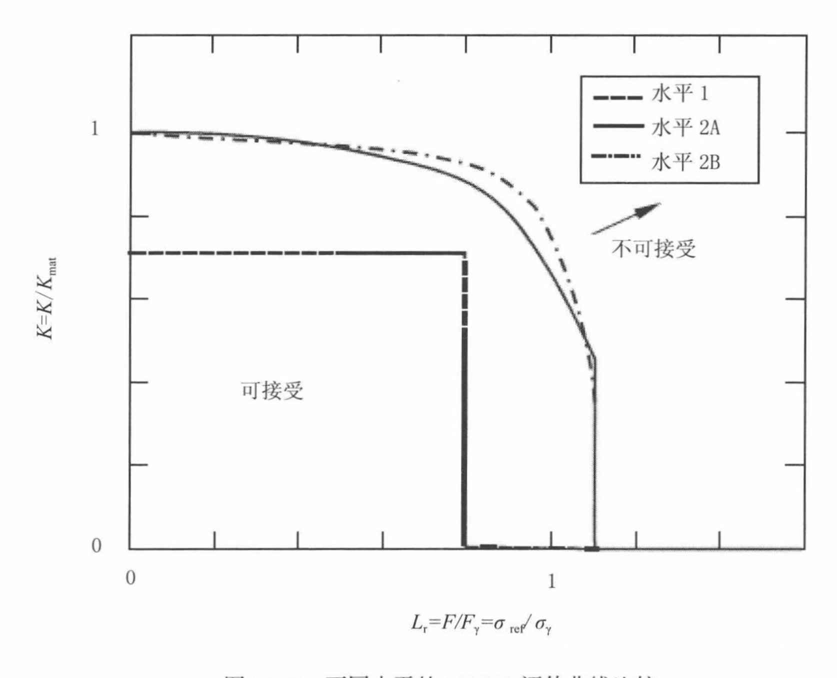


图 12.25　不同水平的 BS7910 评估曲线比较

在一般的 BS7910 水平 2A 失效评估图中，评估取曲线表示如下：

$$K_r = \left(1 - 0.14L_r^{\ 2}\right)\left[0.3 + 0.7\exp\left(-0.65L_r^{\ 6}\right)\right] \qquad (12\text{-}22)$$

式中：

$$K_r = \frac{K_I}{K_{mat}} + \rho$$

L_r = 总的施加载荷 / 缺陷结构的塑性压溃载荷

式中：K_I 为应力强度系数，K_{mat} 为断裂韧性，ρ 为塑性修正系数。当出现次应力如残余应力时，系数 ρ 必须考虑到主应力和次应力分布之间的相互作用。L_r 是载荷比，定义为超过 0.2% 验证应力的屈服强度时的参照应力。参照应力以可能发生塑性压溃为特点。

当 L_r 变大时，塑性也增加了有效的裂纹端驱动力，但重要的是需认识到 K_r 参数采用线性弹性应力强度系数时并不容许塑性对裂纹端驱动力产生影响。需加以考虑的是，如果发生断裂，总的有效裂纹端驱动力也即裂纹端驱动力的弹性 - 塑性值将会达到临界值，相当于 $\sqrt{EJ_{ep}}=K_{mat}$ 时的断裂韧性。所施加的线性弹性强度系数等于 $\sqrt{EJ_e}$，其中 J_e 是线性弹性 J 积分。

$$K_r = \frac{K_I}{K_{mat}} + \rho = \sqrt{\frac{J_e}{J_{ep}}} + \rho \tag{12-23}$$

在水平 2B 评估中，曲线如下：

$$K_{2B}(L_r) = \begin{cases} \left(\dfrac{E\varepsilon_{ref}(L_r)}{Lr\sigma_Y} + \dfrac{L_r^3\sigma_Y}{2E\varepsilon_{ref}(L_r)} \right)^{-0.5} & 若\ L_r \leqslant L_r^{max} \\ 0 & 若\ L_r > L_r^{max} \end{cases} \tag{12-24}$$

其在塑性压溃时出现偏移：

$$L_r^{max} = \frac{\sigma_Y + \sigma_U}{2 \cdot \sigma_Y} \tag{12-25}$$

12.4 ECA 工业规范 Recognized Industry Codes of ECA

12.4.1 概述 General

断裂力学的研究对象是裂纹体承受应力和应变时的行为。此类断裂的原因

可能在于所施加的主载荷或自平衡次应力场（或残余应力），其中的局部裂纹端现象可以用所测定的参数进行表征如裂纹长度和无裂纹时计算的公称应力，并结合有限几何修正系数。有关焊接时损伤的工程关键性评估（ECA）的断裂力学应用请参见诸如 BS PD 6493: 1991[18] 一类的标准文件，当前的修订版如 BS 7910[15]、CEGB R6 法 [17]、API –1104 Appendix A、DNV–OS–F101[3] 和 DNV–RP–F108[5]。此类方法中的多数均包含了失效评估图的双参数评估法，考虑了独立发生塑性压溃和快速失效的可能性。工业实践标准如 BS 7910 和 API 1104 均采用基于应力的工程关键性评估法，而 DNV–OS–F101 和 DNV–RP–F108 则采用基于应变的工程关键性评估法。基于应力的工程关键性评估法其评估结果可能过于保守，尤其是需要进行基于应变的设计且环形焊缝的相关强度参数均源自于标准材料试验时。

在管道安装和作业时如卷管和侧向屈曲，可能会形成高应变。近年来，基于应变的管道设计已为行业广泛接受，但是在现有的基于断裂力学的评估方法中对承受轴向应变的环形焊缝的可接受缺陷标准进行定义却成为了问题，因为这些方法本质上均是基于应变的。为将工程关键性评估标准方法扩大至大应变条件下，就必须面对若干挑战如焊缝强度错配、断裂韧性和焊接残余应力。采用基于应变的工程关键性评估法的 DNV–OS–F101 和 DNV–RP–F108 均已满足此类条件。

在超出上述几节一般性认识的基础上，有关此类标准的概述则确立了对围绕断裂的问题的深刻认识，并表明了不同群体已面对的诸多问题的细微差别。

12.4.2　PD6493

PD 6493

在英国，有关工程结构中潜在或实际损伤的工程关键性评估均被编入两份主要文件即 PD 6493: 1991[18] 和 CEGB R6 法 [17]，两者均已开发沿用 20 年之多。PD 6493 现已被 BS 7910:1999[15] 中的更为完善的方法所取代。

原来的 PD 6493:1980 文件对塑性压溃的可能性仅给与了有限的关注，其主要关注的是焊缝损伤的评估。英国中央电力产业局（CEGB）的方法与其高温下运行的设备多有不同，此时可以假定塑性压溃的重要性等同于断裂或更为重要。基于其实际情况，他们提议了分别评估塑性压溃和断裂可能性的双参数技术，然后将这些可能参数作为失效评估图（FAD）的轴进行绘制。这就是 R6:1976 文件的基础。

失效评估图（FAD）则直接需要可以处理扩展式塑性的断裂参数。R6 法主

要提供J积分分析的特殊形式并结合塑性压溃极限处所附加的额外保障，而PD 6493则主要倾向于采用裂纹端张开位移法（CTOD），尽管在许多情况下可以接受基于K值的分析。

12.4.3 BS 7910

BS 7910

BS 7910（1999, 2005）是评估金属结构物裂纹的最广为使用的标准。其包括三个主要水平的断裂评估：水平1简化评估、水平2正常评估以及水平3延性撕裂评估。这些水平中的具体方法则采用了大量不同的关于特定材料的信息。

BS-7910:2005所定义的三种工程关键性评估水平现予概述如下：

水平1虽是简化版，却是一种保守的评估法，此时用于水平1工程关键性评估的失效评估图的面积则是一个经由临界值K_r和L_r界定的矩形。如果评估点落在失效评估图范围之内，则属于可以接受的缺陷；如果落在边界上或以外，则是不可以接受的缺陷。采用水平1工程关键性评估法时，含有缺陷的结构物仅以全脆性或全延性方式发生失效。在脆性与延性失效之间不存在过渡区域。

水平2是一般应用的正常评估法。水平2工程关键性评估法的失效评估图已从水平1工程关键性评估法的矩形图修正为一条评估曲线，其考虑到了裂纹端小型屈服与结构物塑性屈服之间的相互关系。水平2方法包括两类评估：水平2A法和水平2B法。水平2A法采用了给定的失效评估图曲线，适用于失效评估，但不对任何特定的应力–应变数据作出要求。水平2B法则要求采用特定的应力–应变数据，而且其结果一般比水平2A法更为精确。水平2工程关键性评估法对结构物中的初始缺陷是否会扩展成可能导致管道发生脆性断裂的临界值进行确定。该方法取决于线性弹性断裂力学（LEFM），并结合极限载荷分析以对失效给出评估。应力强度系数（K）用于表征线性弹性断裂力学中的低应力裂纹扩展情形。

水平3是一种适用于呈稳定撕裂状的延性材料的高级评估法。水平3法包括裂纹抗力曲线（R曲线）和延性撕裂分析在内，用以评估失效评估图边界上临界缺陷的可接受性。水平3A和水平3B工程关键性评估中的失效评估图类似于水平2A和水平2B的失效评估图，但是特殊材料的特定失效评估图则经由确定J积分而获得，其确定系采用对相关载荷作用下的缺陷结构物进行弹性和弹性–塑性分析而进行。如果失效评估图的J积分是针对特定材料和几何形状的，那么该方法则被称为水平3C工程关键性评估法。水平3工程关键性评估法已顾及疲劳裂纹

达到临界值的情形，后续的裂纹扩展在考虑到裂纹撕裂抗力和相关塑性作用时仍可能是稳定的。该方法以弹性塑性断裂力学（EPFM）和用于失效评估的极限载荷分析为基础。J 积分一般用于弹性塑性断裂力学下的高应力疲劳裂纹扩展。

12.4.4　API 1104

API 1104

API 1104 是与限制容许轴向应变的设计标准相关联的制造标准。但其本身并不对容许轴向应变进行限制。然而，对其附录 A 中环形焊缝缺陷的可选接受方法则涵盖了仅为 0.5% 的轴向应变。它们就是所施加的应变。编制标准时假定残余应变来自于焊接残余应力为 0.2% 的情况。

附录 A 中的方法以 BS 7910、BS PD 6493 早期版本的评估方法为基础。当前的 BS 7910 水平 1 法提供了类似的方法。这些方法用于确定断裂抗力，但不包括塑性影响或塑性压溃断裂模式。

12.4.5　DNV–RP–F108

DNV–RP–F108

DNV–RP–F108（2006）[5] 为试验和分析给出了特定指导，以确保管道环形焊缝在安装期间（例如卷管）承受周期性塑性应变时的断裂控制。其以 DNV、TWI 和 SINTEF 主持的接合部行业项目的结果为基础。并对此给出建议：SENT 试验、工程关键性评估、基于分段试验的确认试验和敏感性分析。

BS 7448 和 ASTM E 1820 则采用高约束 SENB 试样和紧凑试样来描述断裂韧性的测定方法，其适用于范围广泛的结构物和部件的保守性断裂评估。SENT 试样是一种试验用试样，一般与承受整体弯曲的环形焊缝的周向缺陷具有类似水平的约束。在一直缺少进行 SENT 试验的标准方法时，DNV–RP–F108 第 2 节给出了合适的指导。亦需注意，SENGT 试样可能并不适宜于纵向组合载荷和内部过压，后者与 DNV–OS–F101（2007）相一致。

对进行工程关键性评估的指导尤为限定于“安装阶段”，也就是仅为纵向载荷。DNV–RP–F108 中的修正与假定内容均与 DNV–OS–F101 附录 A 中的内容相一致，适用于位移可控式加载模式下的“静态”和“完全”工程关键性评估。关于应对多应变循环（例如，卷绕和定位器上的弯曲）的指导则更为复杂。DNV–RP–F108

也对扩孔处理给出了简便法，其根据为缺陷高度加大、壁厚减小，并因此降低扩孔所致壁厚变化所产生的应力。

DNV-RP-F108 给出建议，工程关键性评估的结果应通过分段试验进行验证，因为仅仅是有限度地体验到将工程关键性评估法应用于周期性高应变条件的情形。考虑到对约束匹配法的良好体验，DNV-OS-F101 附录 A 现对复合管或衬里管分段试验的要求进行限制；$\varepsilon_{l,nom} > 1.5\%$ 适用于 X65 和上述碳钢衬里管或不锈钢衬里管；$\varepsilon_{l,nom} > 2.25\%$ 则适用于所有的衬里管。

12.4.6 DNV-OS-F101
DNV-OS-F101

DNV-OS-F101（2007）现对 BS 7910 中所使用的方法给出了附加说明，因为其方法是为基于应力而不是基于应变的评估所设计的。注解中已注明需特定材料的应力 - 应变曲线，但仅接受 BS 7910 的水平 2B 法、3B 法和 3C 法。对于焊缝区域，保守性确定则要求将基底金属的特定材料上限应力 - 应变曲线应用于确定来自所施加应变的应力。然后，将来自焊缝金属的特定材料下限应力 - 应变曲线应用于确定失效评估图的抗力。这会使计算所得的抗裂强度明显介于低匹配与高匹配焊缝之间。

允许将极限载荷比 L_r 的最大值提高至单轴向极限强度与屈服强度之比。对于载荷控制情形，这一相同的比率不可超过屈服强度所分配的流动强度（屈服强度和极限强度的平均值）。也即是说，特定材料的应力 - 应变曲线被用于其实际应力 / 实际应变形式，而不是更为通用的工程应力 / 公差应变形式。其允许将失效评估图平滑扩展至极限载荷比的最大值。

12.5 参考文献
References

[1] BS7608, Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures, British Standards Institution, London, UK, 1993.

[2] DNV–RP–C203, Recommended Practice for Fatigue Design of Offshore Steel Structures, Det Norske Veritas, 2005.

[3] DNV–OS–F101, Submarine Pipeline Systems, Det Norske Veritas, October 2007.

[4] HSE, Review of Low Cycle Fatigue Resistance, Research Report 207, 2004.

[5] DNV–RP–F108, Fracture Control for Pipeline Installation Methods Introducing Cyclic Plastic Strain, January 2006.

[6] A. B. Dowling, and C. H. A. Townley, The Effect of Defect on Structural Failure: A Two–Criteria Approach, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 3, No. 2, pp. 77–107, 1975.

[7] S.J. Maddox, R. J. Pargeter, and P. Woollin, Corrosion Fatigue of Weld C–Mn Steel Risers for Deepwater Applications: A State of the Art Review, OMAE2005–67499, 2005.

[8] L.M. Connely, and N. Zettlemoyer, Stress Concentrations at Girth Welds of Tubulars with Axial Wall Misalignment, Proceedings of the 5th International Symposium of Tubular Structures, Nottingham, UK, 1993.

[9] J. Buitrago, S. Hudak, and D. Baxter, High–Cycle and Low–Cycle Fatigue Resistance of Girth Welds in Sour Service, OMAE2008–57545, Estoril, Portugal, 2008.

[10] R. Pargeter, and D. Baxter, Corrosion Fatigue of Steel Catenary Risers in Sweet Production, OMAE2008– 57075, Estoril, Portugal, 2008.

[11] R. Cordes, How Inspectors Can Use Fracture Mechanics, The 2000 API Inspector Summit, Texas, USA, 2000.

[12] H. Pisarski, Fracture Toughness Testing, http://www.twi.co.uk/content/kscsw011.html.

[13] C.Thaulow, et al. Consequences of Defects in Stainless Steel Weldments in Subsea Pipelines, UTC Conference 2004.

[14] B. Nyhus, E. Østby, H. O. Knagenhjelm, S. Black, P. A. Røstadsand, Fracture Control –Offshore Pipelines: Experimental Studies On The Effect Of Crack Depth and Asymmetrical Geometries On The Ductile Tearing Resistance, OMAE2005–67532, 2005.

[15] BS7910, Guide on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Metallic Structures, British Standard Institution, London, UK, 2005.

[16]API RP 579, Fitness–for–Service, American Petroleum Institute, Washington, USA, 2000.

[17] R6, Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects, Revision 4, British Energy, June 2005.

[18] PD 6493, Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures, British Standards Institution, London, UK, 1991.



第 13 章　坐底稳性

On-bottom Stability

13.1 引言
Introduction

由于存在波浪和海流载荷，放置于海床上的管道会同时受到水平和垂直方向的作用力。当载荷足够大时，这些作用力可使管道失稳并导致浮动和/或侧向移动。管道稳定要求是海底管道项目的主要成本动因，特别在世界各地的一些浅水地区，波浪导致的海流是极具挑战性的。有时为了确保海床上管道的稳性而采取高成本的稳定措施，例如开沟、锚固、抛石及沉排等[1]。由于不存在波浪产生的海流，深水管道通常能稳定坐底。但世界上有些深水地区存在环流，可能会影响管道的坐底稳性。此外，管道的坐底稳性设计在管道设计的整个过程中也是非常重要的。

管道坐底稳性设计的主要目的是选择合适的管道路径、材料、尺寸以及方便的制造、安装和维护方法，以较低的成本使管道能够承载可能的设计海流和波浪载荷[2]。需进行坐底稳性计算来确定管道的最小沉没质量要求，管道沉没质量对所需的铺管张力、安装应力及管道在海底的构形都有直接影响。从安装的角度来看，特别是不考虑悬跨段的话，应优先减小所需的管道沉没质量。

对于安装和运行阶段，可在以下典型条件下进行坐底稳性设计。

● 运行阶段

假定管道注满内容物，内容物密度为预期最低密度，则可使用以下波浪和海流组合[3]:

– 波浪为主：100 年重现期波浪载荷加上 10 年重现期海流载荷；

– 海流为主：10 年重现期波浪载荷加上 100 年重现期海流载荷。

● 安装阶段（临时阶段）

假定管道充满空气，则可采用以下重现期：

– 持续时间小于 3 天：根据可靠天气预报确定环境载荷的环境参数；

– 持续时间大于 3 天：①不存在人命丧失的危险，则对于相关季节可使用 1 年重现期。②存在人命丧失的危险，定义参数时需使用 100 年季节重现期。

但相关季节不可短于 2 个月。如果整个冬季将空管不加保护地放置在海床上，则需对 10 年重现期海流载荷 +1 年重现期波浪载荷以及 1 年重现期海流载荷 +10

年重现期波浪载荷组合进行检验。持续时间小于 12 个月的临时阶段需如此处理，但超过 3 天的情况需依据 DNV-RP-F109 [4]。对于安装条件而言，所需最小比重为 1.1。

13.2 竖向坐底稳性 Vertical On – bottom Stability

根据 DNV RP F109，为了避免在水中浮动，管道的沉没重量必须满足以下标准：

$$\gamma_w \cdot \frac{b}{w_s + b} = \frac{\gamma_w}{S_g} \leqslant 1.00 \qquad (13\text{-}1)$$

式中：

γ_w 为安全系数；

w_s 为管道的单位长度沉没重量；

b 为管道的单位长度浮力。

安全系数取决于管道周围的波浪和海流速度以及管道与海床的相对位置。处于空管状态时，可使用安全系数 γ_w =1.1。

波浪直接或通过周期性载荷作用于接触土壤的海床结构并使土壤结构中产生的孔隙水压力过高时，通常就会发生液化。液化过程减小了土壤的总相对密度，根据管道的相对密度，可导致埋放在液化土壤中的管道浮动或进一步沉降。准备埋置的管道应针对可能发生的沉降或浮动进行检验。沉降需在内容物密度最大的情况下予以考虑，例如注满水；而浮动应在内容物密度最小的情况下考虑，例如充满空气。如果考虑沉降问题，可使用由 Ghazzaly 和 Lim 提出的公式 [5]：

$$\gamma_p + R_v \geqslant \gamma_s \geqslant \gamma_p - R_v \qquad (13\text{-}2)$$

式中：

γ_s 为海床上土壤的饱和密度，$\gamma_s = (G \cdot \gamma_w) / (1 + G \cdot W)$；

G 为海床上固体颗粒的比重；

W 为土壤产水率；

γ_P 为管道密度；

γ_W 为海水密度；

R_V 为土壤的浮动或沉降阻力；$R_V=2 \cdot C/D$

C 为土壤重塑剪切强度；

D 为外径。

当在三种管道状态下（安装、运行和压力测试）进行计算时，如果土壤的饱和密度处于浮动极值和沉降极值之间，管道就是稳定的。否则如果大于浮动极值，管道将上浮；小于沉降极值，管道将下沉。对管土关系的更详细介绍可参见第6章。

13.3 侧向坐底稳性 Lateral On-bottom Stability

海底管道在水平面上会受到波浪和海流载荷所致的拖曳力和惯性力作用，升力除外。当这些作用力足以克服海床摩擦力时，就可能发生侧向移动。管道侧向坐底稳性设计旨在获取其最小沉没重量，以便在运行过程中能够承载设计载荷。主要参考标准为 DNV 规范[3, 4]。

13.3.1 DNV-RP-E305 DNV-RP-E305

DNV-RP-E305[3] 介绍了三种管道侧向坐底稳性设计方法：

- 简化稳性法；
- 通用稳性法；
- 动态稳性法。

13.3.1.1 简化稳性法 Simplified Stability Method

该方法基于准静态稳性法，通过通用稳性结果对经典方法进行修正而将经典静态设计方法与通用稳性法结合起来。方法使用了修正系数 F_w，适用于所有常规设计的稳性检验。

准静态法的稳性可由下式得出：

$$\left(\frac{W_s}{F_w}-F_L\right)\cdot\mu \geqslant F_D+F_I \qquad (13\text{–}3)$$

式中：

W_s 为管道的沉没重量；

F_w 为修正系数；

μ 为土壤摩擦系数（砂为 0.7，粘土可参见图 5.11 的 DNV RP E305）；

F_L 为升力，由莫里森公式计算；

F_D 为拖曳力，由莫里森公式计算；

F_I 为惯性力，由莫里森公式计算。

然后可得出 W_s：

$$W_s=\left[\frac{F_D+F_I+\mu F_L}{\mu}\right]_{max}\cdot F_w \qquad (13\text{–}4)$$

13.3.1.2　通用稳性法
Generalized Stability Method

该方法基于动态分析的通用结果，将一组无量纲参数用于设计曲线，使最小所需管道重量（根据无量纲重量参数 L）作为 Keulegan–Carpenter 数 K、海流波浪速度比 M 以及风暴持续时间（即波浪数）T 的函数。图 13.1 为 1 000 个波浪期间（约 2 个小时，平均波浪周期取 15 秒）针对 10 倍直径（$\delta = 10$）的设计曲线。对于给定的 K 和 M 组合，可绘出所需重量参数的平方根图。还需给出无量纲应变参数曲线用以评估管道弯曲。应注意的是该方法只适用于以下条件：$4<K<40$；$0<M<0.8$；$0.7<G<1.0$（用于砂土）；$0.05<S<8.0$（用于粘土）以及 $D \geqslant 0.4m$。

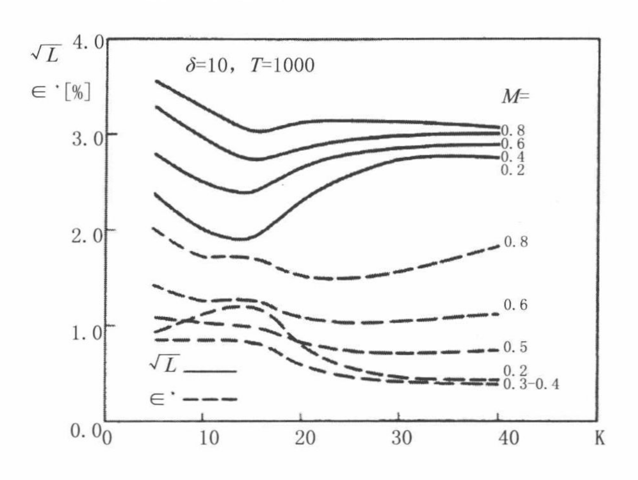


图 13.1　不同 M 值的通用重量参数 L 与 K[3]

粘土的通用稳性设计法如图 13.2 所示。

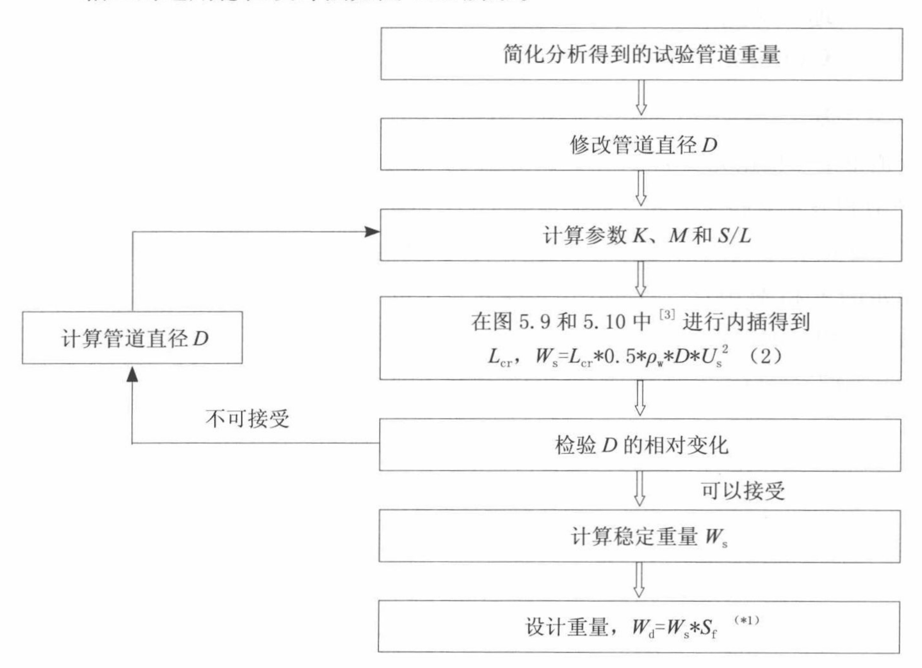


图 13.2　通用稳性设计法的流程图[3]

(*1) 注：基于 RP 图 5.9 和图 5.10[3] 计算的稳定重量 W_s 必须乘以安全系数 S_f =1.1 才能得到设计重量。

13.3.1.3 动态稳性法 Dynamic Stability Method

推荐规程[3]所述的完全动态分析指使用 AGA level III 或 PONDUS 对波浪和海流作用下的管段进行动态仿真，但推荐规程未对如何设计这些分析给出建议。由于管道的非线性特性，建议采用时域法。

管道动态稳性分析常用有限元分析法，需对以下方面精确建模：

- 波浪谱及相应的实际时间序列；
- 海床处的海流速度；
- 管道的结构特性；
- 水动力；
- 土壤阻力；
- 约束（例如立管连接等）。

13.3.2 DNV-RP-F109 DNV-RP-F109

DNV RP F109[4]是 RP- E305 的更新版本，许多符号的含义相同。若无其他说明，符号的定义也相同。

13.3.2.1 通用侧向稳性法 Generalized Lateral Stability Method

本方法使用了无量纲管道侧向位移 Y，Y 可由一组无量纲参数确定：

$$Y=f(L, K, M, N, \tau, G_s, G_c) \tag{13-5}$$

式中：

$N=U_S/(g \cdot T_U)$ 为谱加速度系数；

$\tau=T/T_U$ 为设计底部速度谱中的振荡数；

$G_S=\gamma'_S/(g \cdot \rho_w)$ 为砂土强度参数；

$G_C=S_U/(D \cdot \gamma_S)$ 为粘土强度参数；

U_S 为给定表面波浪状态导致的垂直于管道的近底部有效速度；

T_U 为给定表面波浪状态导致的近底部零上切波周期；

T 为波浪状态的持续时间；

S_U 为不排水粘土强度；

γ'_S 为土壤的单位浸没重量，砂的范围通常为 7 000~13 500N/m^3；

γ_S 为土壤的单位干重，粘土通常可取 18 000N/m^3。

如果忽略管端约束，可使用以下侧向稳性设计标准：

$$\frac{Y}{Y_{\text{allowable}}} \leqslant 1.0 \tag{13-6}$$

$Y_{\text{allowable}}$ 为按比例缩放至管道直径的无量纲容许侧向位移。通用法采用了以下四个设计标准：

- 砂上 10 倍管道直径位移；
- 粘土上 10 倍管道直径位移；
- 砂上虚拟稳定管道；
- 粘土上虚拟稳定管道。

如果未对其他极限状态进行研究，例如最大弯曲和疲劳，建议将临时状态和运行状态下的总侧向位移限制在 10 倍管道直径。管道的最大沉没重量可用设计曲线法确定，曲线来自 PONDUS 计划 [6] 实施的大量一维动态分析，即在平坦海床上并忽略管道的弯曲和轴向变形。虚拟稳定管道指重量足以避免产生较大位移（通常小于其直径的一半）的管道，RP-F109 中表示为 L_{stable}。

对于砂土，管道的比重可通过下式得到：

$$S_g = 1 + \frac{2 \cdot N \cdot K \cdot L}{\pi} \tag{13-7}$$

可根据设计标准在推荐规程 [4] 的表 3.2~ 表 3.4 中进行内插或查询如图 13.3 所示的设计曲线得到 L。

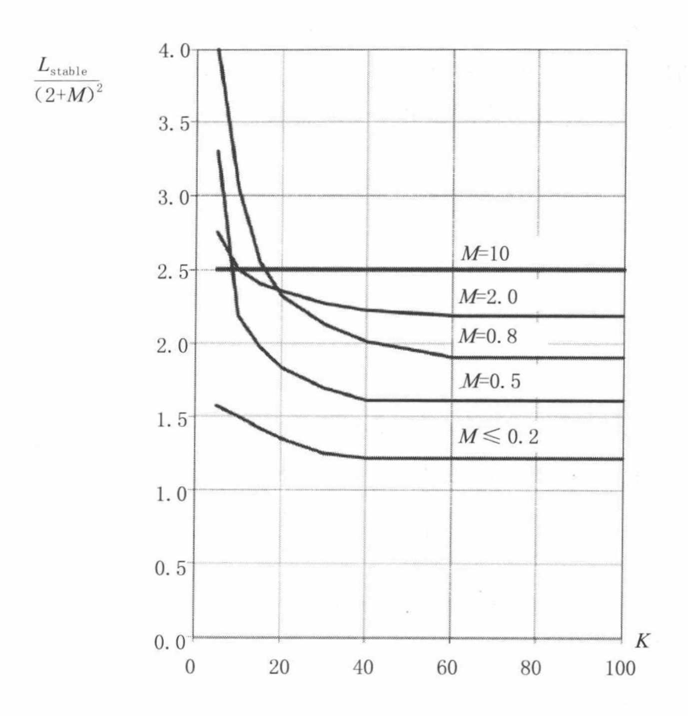


图 13.3　最小重量的设计曲线，Lstable/（2 + M）^{2} 用于砂上管道 [4]

对于粘土，将最大相对位移 Y 限制在 0.5 以内所需的最小管道重量可由下式计算：

$$L_{stable}=90\sqrt{\frac{G_c}{N^{0.67}\cdot K}}\cdot\left[0.58(\log M)^2+0.60(\log M)+0.47\right]^{1.1} \qquad (13\text{-}8)$$

对于 10 倍管道直径位移标准，可通过下式对无量纲位移 Y 至 10*τ/1000 进行计算：

$$\frac{L_{10}}{2+M}=\begin{cases}C_1+\dfrac{C_2}{K^{C_3}} & \text{当 } K\geqslant K_b\\ C_1+\dfrac{C_2}{K_b^{C_3}} & \text{当 } K<K_b\end{cases} \qquad (13\text{-}9)$$

式中的系数 C_1、C_2、C_3 和 K_b 参见 RP 附录 A 中的列表 [4]。

13.3.2.2　绝对侧向稳性法
Absolute Lateral Stability Method

该方法基于静态力平衡给出侧向坐底管道的绝对静态要求，可确保管道阻力

足以承载波浪状态下的最大水动力载荷。绝对稳性要求与诸如管道四通、狭小支撑物上的管道以及由海流和/或硬质粘土决定的工况等相关。

如果能满足以下要求，管道就可视为绝对静态稳定：

$$\gamma_{sc} \cdot \frac{F_Y^* + \mu \cdot F_Z^*}{\mu \cdot w_s + F_R} \leqslant 1.0 \tag{13-10}$$

以及

$$\gamma_{sc} \cdot \frac{F_Z^*}{w_s} \leqslant 1.0 \tag{13-11}$$

式中：

γ_{sc} 为安全系数，来自 RP 表 3-5~3-8[4]；

F^*_Y 为最大水平载荷，$=\gamma_{tot,Z} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_Y^* \cdot (U^*+V^*)^2$；

F^*_Z 为最大垂直载荷，$=\gamma_{tot,Z} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_z^* \cdot (U^*+V^*)^2$；

F_R 为被动阻力，可从 RP 的 3.4.6 节得到；

μ 为摩擦系数，砂为 0.6，粘土为 0.2；

$\gamma_{tot,y}$ 为总水平载荷减少量；

$\gamma_{tot,Z}$ 为总垂直载荷减少量；

C^*_Y 为水平最大载荷系数，来自 RP 表 3.9；

C^*_Z 为垂直最大载荷系数，来自 RP 表 3.10；

U^* 为单个设计振荡的振荡速度振幅，垂直于管道，来自 RP 式（3.15）；

V^* 为与设计振荡相关的稳定海流速度，垂直于管道，来自 RP 式（3.3）。

可从上式确定所需沉没重量 w_s。

13.4 管/土相互作用 Pipe/Soil Interaction

管/土相互作用模型由海床刚度及可代表土壤阻碍管道移动的等效摩擦定义构成，因而精确预测土壤接触压力、等效摩擦力和土壤刚度非常重要。

当管道铺放到海床上时，管土相互作用是影响坐底稳性的一个重要因素，

但由于非线性程度较高，使用数字模型进行分析是非常困难的。为了准确理解其影响，过去 10 年进行了许多实验。典型的被动阻力 – 位移曲线如图 13.4 所示。基于 Brennodden 等人 [7] 和 Verley 等人 [8] 开发的模型，管土相互作用可分为四个不同区域：

● 从原点 0 至 y_1 之间的管道位移处于弹性区，此区域内管道对土壤不做功，因而沉降水平保持不变。

● y_1 和 y_2 之间的位移导致沉降增加，沉降的增加量可通过管道对土壤做的功进行计算。

● 管道位移大于 y_2 后产生破裂，因而沉降和被动土壤阻力都将减小。

● 若管道位移大于 y_3，沉降和被动土壤阻力都保持不变。

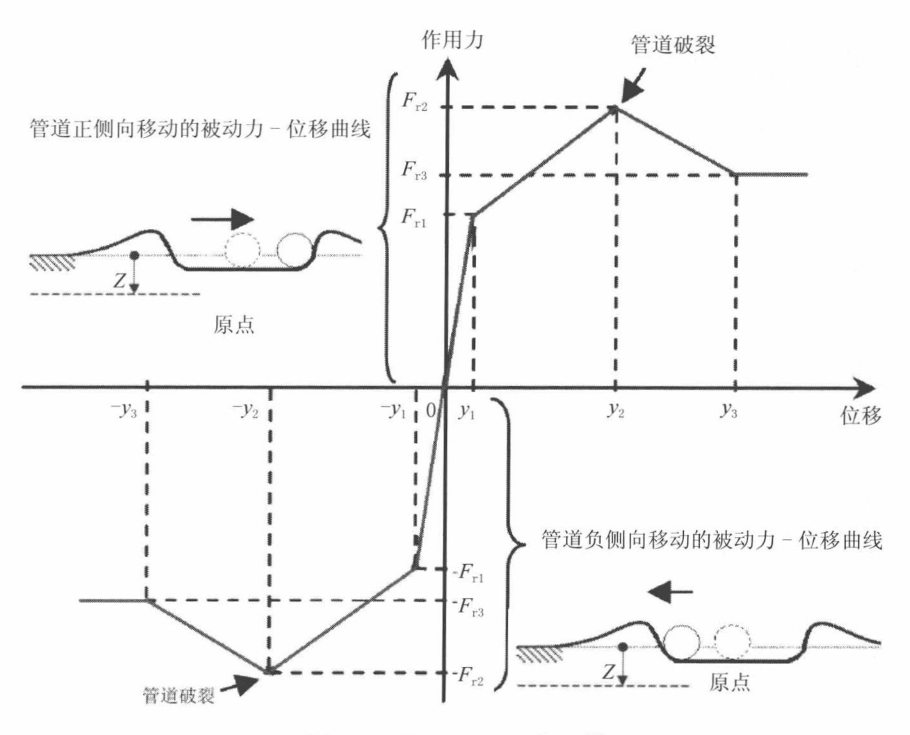


图 13.4　管土相互作用模型 [9]

图中：

F_{r1} 为最大弹性被动力；

F_{r2} 为最大被动力；

F_{r3} 为残余被动力；

y_1 为与 F_{r1} 相关的移动距离；

y_2 为与 F_{r2} 相关的移动距离；

y_3 为与 F_{r3} 相关的移动距离。

本书第 6 章对海底管道的管土相互作用进行了详细介绍。

通过使用详细管土相互作用模型可以允许管道产生较小的周期性侧向移动，因而与基于不允许任何位移或移动的简单力平衡法的设计相比，对混凝土配重层（CWC）的要求显著降低[10]。此外，较小的周期性移动会增加管道在土壤中的埋置深度，可明显增加管土阻力并使管道稳定。

13.5 稳定措施
Stabilisation Measures

海底管道失稳主要取决于流体在管道上的力平衡情况。为了保护管道，避免其因过度位移、浮动等而发生屈服和 / 或局部屈曲，除混凝土配重层外，有时还需采取额外稳定措施。为此有许多次要稳定方法可以使用。次要稳定方法因干预方法而异，例如开沟和抛石、管道锚固技术如锚杆、重力锚[1]等。以下将介绍一些稳定方法，包括混凝土配重层。

13.5.1 混凝土配重层
Concrete Weight Coating

将混凝土配重层应用于海底管道是非常普遍的，可保持管道的侧向和垂向稳性。通常采用冲击法将混凝土覆盖在管道上，冲击法的基本原理是旋转管道接头并将混凝土加压喷射至管道接头上。混凝土层的厚度受实际考虑的限制，最小为 20 mm，最大约为 120 mm。混凝土密度值一般为：低密度混凝土 2 040 kg/m^3、中密度混凝土 2 540 kg/m^3 以及高密度混凝土 3 040 kg/m^3。

13.5.2 壁厚 Wall Thickness

尽管混凝土配重层是使用最广泛的方法之一，可以为管道的坐底稳性提供额外沉没重量，但厚混凝土配重层的负面影响是增加覆层管道的总外径，导致产生的水动力更大。使用更厚的管壁以增加沉没重量是实用的方法，但这不可避免地会增加管道的制造成本。

13.5.3 开沟和回填 Trenching and Backfill

开沟是广泛应用于海底管道的方法，沟道中的管道可部分免受水动力载荷的影响，因而能增加稳性。此外，该方法也适用于为管道提供保护，使其避免渔具损伤和冲刷等。一般而言，砂和粘土海床相对易于开沟，土壤越硬难度越大，在岩石或常有岩石出露的地区进行开沟的难度则要大得多。准备开沟时，取决于对环境影响，有时会使用吸式挖泥船或爆破法进行预开沟。

13.5.4 抛石 Rock Dumping

抛石是使用日益广泛的方法，可避免管道浮动、侧向移动、发生隆起屈曲以及受到坠落物体的机械损伤。在局部水流速度较大的地区，抛石设计必须确保材料具有一定的粒径，不会被轻易冲走。与开沟相比，抛石的成本相对更高，但适用于无法可靠开沟的海床条件，例如硬质粘土或岩石海床。抛石还常用作膨胀控制系统及悬跨段保护。

抛石作业期间应检验可能对管道造成的损伤，如果坐底稳性需要使用较大直径的石块，那么可能应先铺设小直径石块作为护层为管道提供保护。

13.5.5 混凝土沉排 Concrete Mattress

为管道提供保护以避免失稳的混凝土沉排有多种类型。这种方法廉价而简单易用，可由潜水支持船装载运送。图 13.5 为 Submar 公司制造的典型护岸混凝土沉排。但混凝土沉排可能不适用于波浪比较严重的情况，因为沉排并不固定在管道上，其边缘会抬起并移离管道。

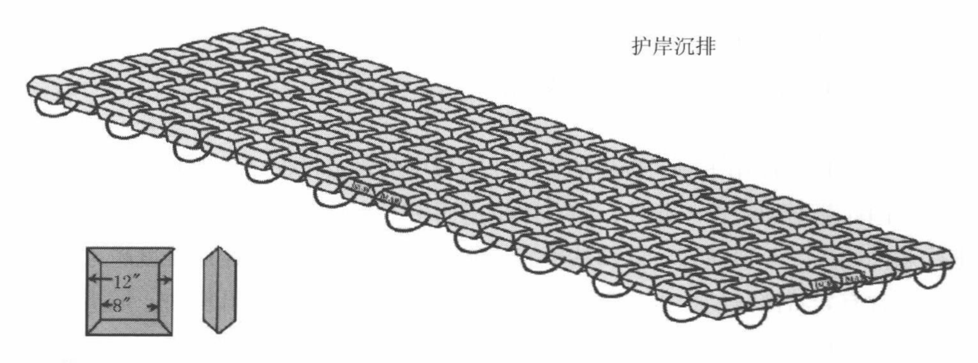


图 13.5 SUBMAR 公司制造的护岸混凝土沉排

13.5.6 锚或锚杆 Anchors or Rock Bolts

锚或锚杆也是稳定管道的一种方法，该方法取决于海床能够承载管道的侧向和垂向载荷。当海床岩石较多无法开沟时，特别适合使用锚杆。锚杆由潜水员在铺管后进行安装，是非常昂贵的方法。锚也需要由潜水员安装，可压入或转入海床。

13.5.7 砂 / 水泥浆袋 Sand/Grout Bag

砂袋可制成各种尺寸和重量以适应特定的环境。安装通常由潜水员实施，并

且易于从潜水支持船进行安装。

水泥浆袋系统相比砂袋或沉排具有明显优势，因为灌浆前处理方便，特别适合于在管道和结构物下方进行安装。柔软的尼龙或帆布水泥浆袋可放置在管道上方和下方，为其提供稳定和保护。

13.6 接受准则 Acceptance Criteria

13.6.1 容许侧向位移 Allowable Lateral Displacement

管道容许侧向位移的选择应基于几个因素，例如：

- 国家规范；
- 与平台或其他约束物的距离；
- 海床障碍物；
- 所测量走廊的宽度。

如果没有更多可用信息，根据 RP-E305，运行状态下管道的最大容许侧向位移可使用以下标准[3]：

- 1 区（与其他装置的距离大于 500m）：20m；
- 2 区（与其他装置的距离小于 500m）：0m。

如果有其他可用相关标准（例如基于极限状态的强度标准），这些标准可以放宽或替代。

13.6.2 极限状态强度标准 Limit-state Strength Criteria

Bai & Damsleth[11] 对基于极限状态的强度标准进行了论述，并提出潜在失效模式、设计公式以及详细设计项目的设计经验，详见第 4 章。

13.7 稳性分析 Stability Analysis

管道稳性响应建模的通用工具可采用专用管道稳性有限元（FE）软件包，例如 AGA PRCI Stability （Levels I, II and III by PRCI, USA）[2] 或 PONDUS （SINTEF, Norway）[6]，或使用专用有限元模型 [12]。

13.7.1 稳性分析专用软件 Special Purpose Program for Stability Analysis

简化稳性分析是基于作用于管道的准静态力平衡，但已使用通用稳性分析的结果进行了修正。一般来说，该方法得出的管道重量构成了通用稳性分析所得结果的保守包络图。

软件：专用电子数据表（EXCEL, LOTUS 1–2–3）

通用稳性分析基于一组无量纲稳性曲线，曲线通过对动态响应模型进行一系列运算得到。

软件：PIPE

动态分析涉及对放置于海床上的管道进行完全动态仿真，包括土壤阻力、水动力、边界条件以及动态响应的建模。软件可对管道沿程关键区域进行详细分析，例如管道交叉、立管连接等，在这些区域需要管道响应或可用于再次分析已有重要管道的详细信息。

软件：PONDUS 和 AGA

此专用有限元稳性软件包有几个缺点，包括：

- 简化了结构响应的假定，包括小挠度、二维运动以及未考虑几何非线性；
- 假定海床是平坦的；
- 建模能力不灵活，无法对非标准特性进行建模，例如不规则海床、出现沟道或连接四通等；
- 无法对额外稳定措施进行建模，例如开沟或锚固；

- 所考虑的管道稳性与其他设计问题分离，例如悬跨和屈曲。
- 使用诸如 ABAQUS 或 ANSYS 这样的通用有限元软件包开发的有限元模型涉及如下[9]：
- 水动力建模；
- 管土相互作用建模；
- 高级使用者需具备有限元知识。

上述分析方法的选择取决于设计分析结果需要达到的详细程度。

13.7.2 干预设计的有限元分析 FE Analysis for Intervention Design

13.7.2.1 设计程序 Design Procedure

图 13.6 为海床干预设计程序的流程图。

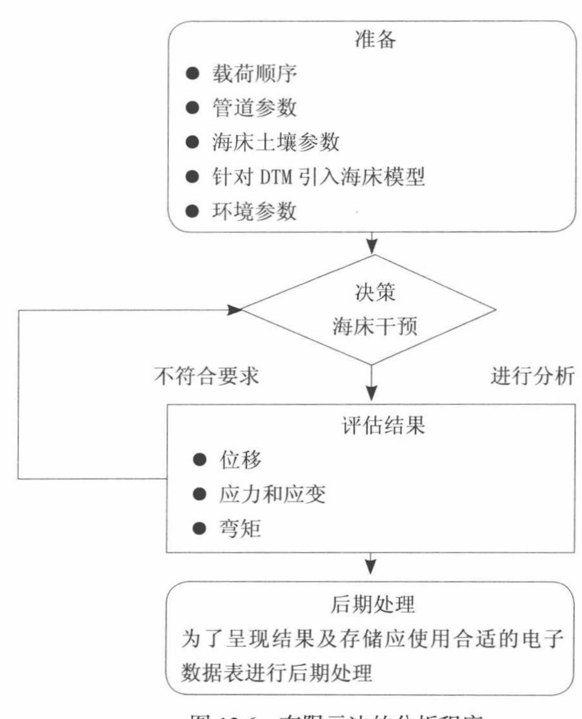


图 13.6　有限元法的分析程序

13.7.2.2 海床干预 Seabed Intervention

海床干预有几种方法，例如抛石、开沟、埋置及预清理等。海床干预设计旨在确保管道在其设计寿命内保持结构完整性。因而制定设计标准并将其与仿真管道对载荷历史的响应进行比较的前提条件是已经完成了较好的工作。

通过对安装、注水、水压测试、除水及运行的载荷历史进行有限元仿真可分析管道沿程的结构特性，此分析使管道在位特性仿真成为可能。基于对分析得到的管道特性的认识，可选择技术可行且经济的海床干预设计。然后通过有限元仿真对管道各特定位置进行详细的干预效果分析。因而有限元仿真是制定合理干预策略的极佳工具 / 辅助。

此类仿真还表明分析结果对海床形状和性质非常敏感，所以管道的实际特性会与仿真特性不尽相同，一些因素为：

- 计划路径与实际铺放路径的偏差；
- 安装过程中的实际铺管张力；
- 海床干预的效果，主要是开沟；
- 土壤条件的局部变化。

因而建议在获得完工信息时才对是否需要在一些位置实施海床干预工作进行最终决策。

13.7.2.3 海床干预的效果 Effect of Seabed Intervention

图 13.7 对三维海床模型进行了开沟和抛石海床干预，旨在减小管道中垂直载荷所致的应力和应变，并给出了干预前后的最大轴向应力和弯矩结果（Ose 等人，1999）[12]。

图 13.8 对三维海床模型进行了抛石海床干预，旨在减小管道中水动力载荷所致的侧向位移。

—海床，未改变　……海床，已改变

-309
-310
-311
[m] -312
-313
-314
5700　5800　5900　6000　6100　6200
[KP]

—干预前　- - -干预后　—容许值

6.0E+08
5.0E+08
4.0E+08
[Pa] 3.0E+08
2.0E+08
1.0E+08
0.0E+08
5700　5800　5900　6000　6100　6200
[KP]

—干预前　- - -干预后　—容许值

4.0E+05
2.0E+05
[Nm] 0.0E+05
2.0E+05
-4.0E+05
-6.0E+05
5700　5800　5900　6000　6100　6200
[KP]

图 13.7　干预前后的应力和弯矩比较

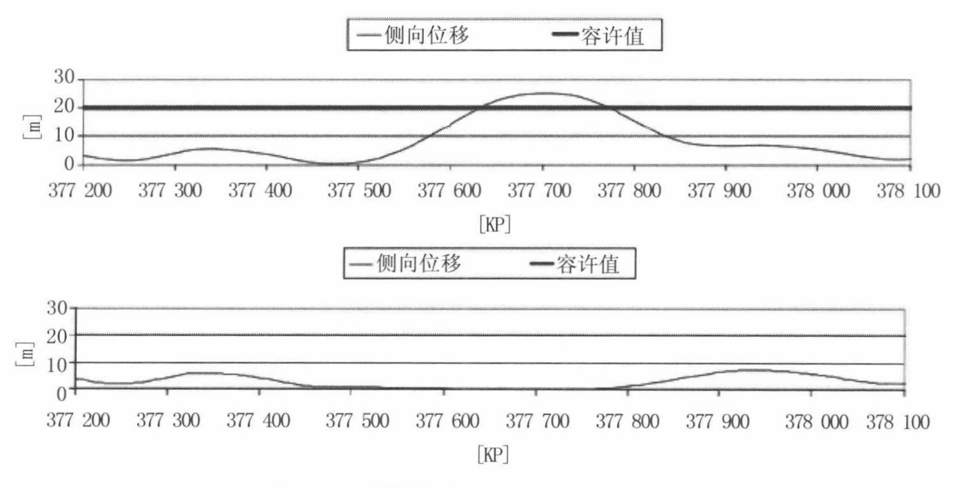


图 13.8　干预前后的管道侧向位移比较

分析过程中可按以下步骤进行海底干预设计：

- 计算两根管道的应力、弯矩和位移，如图 13.7 和图 13.8 所示；
- 将计算得到的应力、弯矩和位移与接受准则进行比较；
- 对于超出应力、弯矩或位移接受准则的管段，进行海床干预设计。然后重新计算应力、弯矩或位移，如图 13.7 和图 13.8 所示，并与接受准则进行比较；
- 此迭代过程持续至所有管段均符合接受准则，如图 13.7 所示。从图中可以看出，对三维海床分析模型进行海床干预可显著减小载荷效应。

13.8 参考文献 References

[1] N.B. Brown, and A.G. Fogliani, "Pipeline Lateral Stabilisation Using Strategic Anchors", SPE 77849, Proceedings of the SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference, Melbourne, Australia, 2002.

[2] AGA, "Submarine Pipeline On–bottom Stability", Vols. 1 and 2, project PR–178–9333, American Gas Association, 1993.

[3] DNV, On–Bottom Stability Design of Submarine Pipelines, DNV–RP–E305, 1988.

[4] DNV, On –Bottom Stability Design of Submarine Pipelines, DNV–RP–F109, 2007.

[5] O. I. Ghazzaly, and S. J. Lim, "Experimental Investigation of Pipeline Stability In Very Soft Clay", OTC 2277, 1975.

[6] K. Tørnes, H. Zeitoun, et al. A Stability Design Rationale–A Review of Present Design Approaches, OMAE 79893, Proceedings of the ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Honolulu, Hawaii, USA, 2009.

[7] H. Brennodden, J. T. Lieng, T. Sotberg, and R.L.P. Verley, "An Energy Based Pipe Soil Interaction Model", OTC6057, Proceedings of the 21th Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1989.

[8] R.L.P. Verley, and T. Sotberg, "A Soil Resistance Model for Pipelines Placed on Sandy Soil", 5–a, Pipeline Technology, Proceedings of the 11th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Alberta, Canada, 1992.

[9] H. O. Zeitoun, K. Tørnes et al, "Advanced Dynamic Stability Analysis", Proceedings of the ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Honolulu, Hawaii, USA, OMAE-2009.

[10] K. Holthe, T. Sotberg, and J.C. Chao, "An Efficient Computer Program for Predicting Submarine Pipeline Response to Waves and Current", OTC5502, Proceedings of the 19th Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1987.

[11]Y. Bai and P.A. Damsleth, "Limit-state Based Design of Offshore Pipelines", Proc. of OMAE' 97, 1997.

[12] B. A. Ose, Y. Bai, P. R. Nystrøm, and P. A. Damsleth, "A Finite Element Model for In-situ Behavior of Offshore Pipelines on Uneven Seabed and its Application to On-Bottom Stability", Proc. of ISOPE '99, 1999.

第 14 章　管道跨段和涡致振动疲劳

Pipeline Spans and VIV Fatigue

14.1 引言 Introduction

14.1.1 概述 General

管道在海床上的构形取决于海床地形、土壤类型、残余张力、管道刚度及其沉没重量。管道跨段是海床上未受支撑的管段。如果海床极其高低不平，那么管道将趋于形成跨段，而不是沿着海床地形进行布局。管道跨段的形成可能是因安装期间海床的不规则性或者是运行期间的后续冲刷和管道水平移动所致。管道跨段并非限于单跨段，也有可能形成多跨段构形，其中相邻跨段位于周边近距离位置，它们之间可能会产生相互作用[1]。图 14.1 为海床上形成的典型管道跨段。

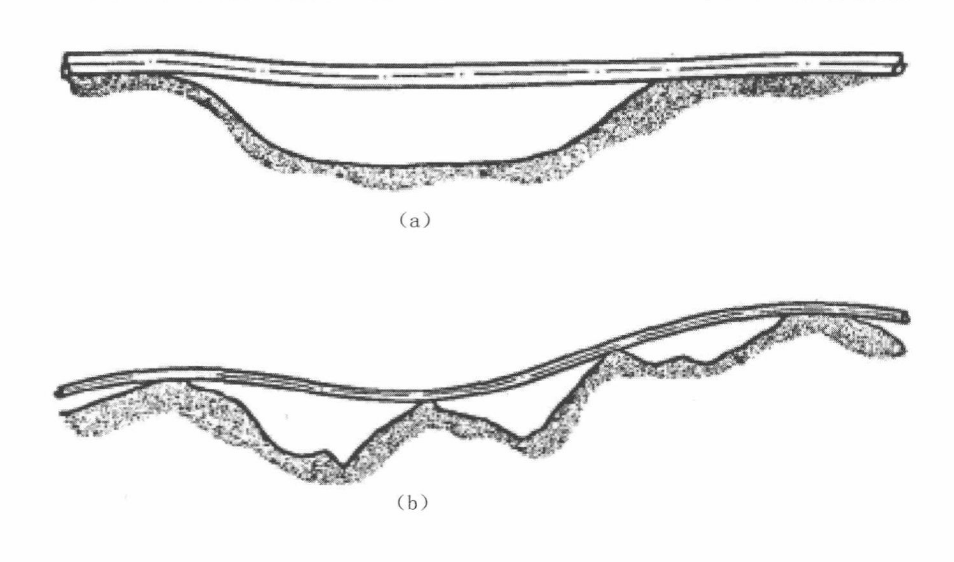


图 14.1 典型的管道跨段

（a）为单跨段 （b）多跨段

多跨中各跨段之间相互作用的趋势取决于土壤特性和两个邻近跨段的相对长度。图 14.2 为管道跨段类型根据 DNV-RP-F105[2] 的分类。在四种土壤类型中，邻近跨段的相对跨段长度与相对跨肩长度之间的关联性如图 14.2 所示。如果多跨的关联性在曲线上方，那么多跨应被视为多跨，否则就可以将该多跨视为单独的单跨。较软的土壤趋于使跨段更短更少，相互作用的跨段少于硬质土壤的。

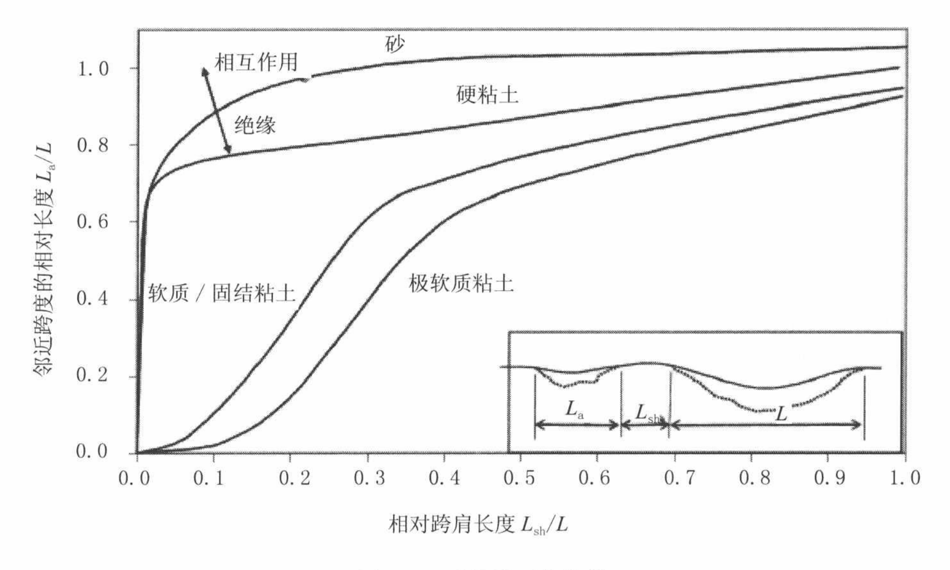


图 14.2　跨段类型分类[2]

作为浅水区中多数砂质海床的典型特点，砂波区趋于扩展，其结果导致管道跨段持续移动，除非把管道降低至海槽水平。安装期间跨段形成时的残余张力与管道沉没重量密切相关。残余张力较大时趋于形成更多跨段，而且跨段长度较大。较重的管道所形成的跨段一般较少且长度较短。如果管道重量较大，安装期间所需的张力也较大，用以防止管道中出现过大的应力。

管道跨段会对管道运行的安全性和完整性产生关键影响。通常在安装之前，可通过收集建议中的管道沿程的环境数据以及海底勘察情况来预测潜在的跨段。基本的跨段长度标准包含有静应力、涡致振动所致的振动和疲劳损伤，以及下述管道跨段失效模式所致的杆屈曲：

- 长跨段应力过度所致的屈服断裂；
- 直接波浪载荷和管道涡致振动所致的疲劳损伤；
- 因管道重量和海流载荷、涡致振动和波浪载荷、拖网干扰引起的局部严重

弯矩所致的局部屈曲；或者受内部压力和温度载荷作用下有效压缩轴向力所致的杆屈曲。

对于每一种标准，一般应针对下述四种载荷条件来计算容许跨段长度：

- 安装条件——空管；
- 浸水和水力试验条件——注水管；
- 运行条件——加注产品流体管道。

上述载荷条件下的管道跨段加载均以对环境、施工方法、运行参数和试验要求的评估为依据，其包括：

- 管道的沉没重量；
- 管道的有效质量；
- 外部和内部压力；
- 温度；
- 残余铺设张力；
- 未埋地和埋地管道的土壤 / 管道相互作用。

在某些情况下，环境加载也包括下述原因：

- 海流和波浪运动所致的海水 / 管道相互作用、水动力；
- 地震活动所致的加载；
- 网板拖拉或起吊作业。

给定跨段构形的结构性能须以静态和动态性能进行表征。有待推导出的关键参数和关联性主要如下：

- 跨段加载 / 挠度与管壁的关联应力和截面力 / 运动之间的关联性（静态分析）；
- 跨段的固有频率和振型，振动幅度与应力循环之间的关联性（动态分析）；
- 土壤与管道的静态和动态相互作用所致的土壤阻尼。

14.1.2 结构静态模型 Structural Static Model

不同复杂性的结构模型、基于解析分析及有限元分析的模型均可应用，其从简单桌面计算的简化模型到用于有限元分析的高级有限元模型不等。

从根本上说，静态模型应用于确定静态或准静态载荷所致的应力，诸如跨段载重量、准静态波浪和海流载荷、网板和锚。管道自身时常选用弹性法，而弹

性 - 塑性土壤性能则通常予以采纳。对于支撑在软质海床上的大跨段，这一点尤为重要。

对于冲击载荷的分析，通常需考虑到管道以及土壤的弹性 - 塑性性能。

14.1.3 结构动态模型 Structural Dynamic Model

从根本上说，动态模型用于确定流动所致振动产生的应力，适宜于后续计算疲劳损伤（结合疲劳模型）以及与最大容许应力进行比较。流向振动和垂向振动可予整合或单独处理。

14.1.4 本章目的 Objective

海床上的管道跨段需进行评估，以确定是否需要补救行动以避免损伤管道。管道跨段的静态和动态特性应予调研，以确保能够维系在可接受的安全状态下。如果所需安全性不能确保，那么改变路线、修正跨段、限制涡致振动等形式的补救行动可应用于确认是否超过涉及涡致振动所致应力水平和潜在疲劳损伤的设计标准。

在设计阶段，可对建议路径沿程上的海床轮廓进行评估，以确定管道跨段是否符合预期要求。如果出现管道跨段，则应计算跨段位于何处以及有多长。管道路径的评估一般以勘察数据为依据，而数据的获取系采用有限元分析如 ABAQUS 软件或专家管道软件包如 Orcaflex 或 Sage Profile，其均应用于在海床轮廓上铺设管道的情形。这一分析对预计管道跨段的数量和大小给出预测 [3]。

DNV RP-F105 是主要的设计标准，可用于评估海底工程中的悬跨管道。在其他的主要离岸标准中，如 DNV OS-F101、PD 8010 和 ASME B31.8 等，并没有涉及管道跨段的特定要求，但应力极值却被纳入计算基于静态应力标准的容许跨段长度。

本章目的旨在呈现与悬跨段所致涡致振动引起的静态应力极限和疲劳损伤极限相关的接受标准，并对管道系统详细设计的建议方法予以概述。

14.2 静态分析 Static Analysis

14.2.1 解析分析 Analytical Analysis

悬跨管道的静态分析系采用简化的线性弹性分析法，并将压力、温度和弯曲所致的最大等效应力限制在管道材料规定最小屈服强度（SMYS）的一定比例之内。当需要考虑到诸如土壤柔度、管/土摩擦和轴向有效张力等的影响时，线性弹性分析法的有效性成了极大的问题。

因产生于拖拉和惯性水动力的侧向弯曲载荷所致的和产生于管道、内容物自重以及水动升力的垂直弯曲载荷所致的均布载荷 q 需沿着跨段长度进行应用。因泊松效应、内部流体压力产生的管帽作用力和热膨胀引起的有效轴向载荷 S_0 也需包括在分析之中。

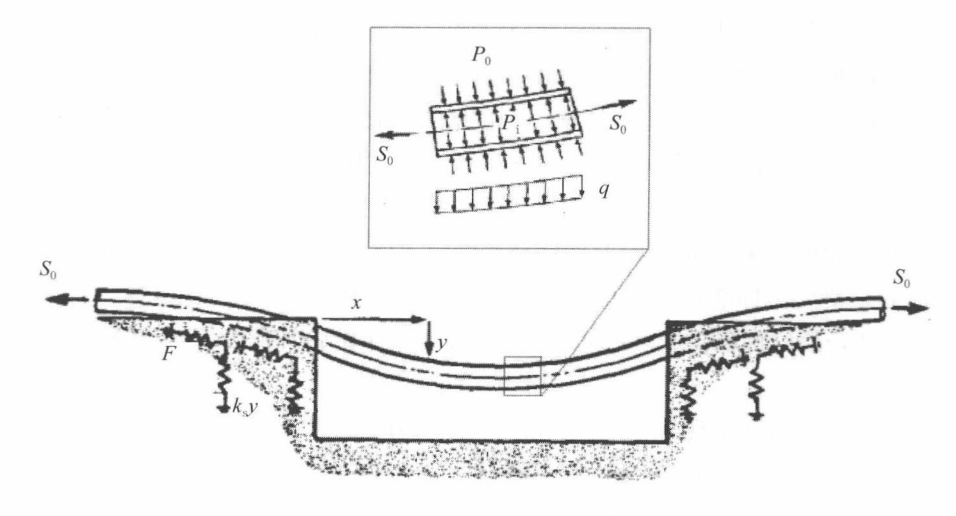


图 14.3 管道跨段和载荷的典型构形 [1]

图 14.3 为管道跨段及其载荷的典型构形。下述公式均源自于管道单元的力平衡，其中假定管道旋转和管道单元相对于水平方向的初始倾斜很小。

$$EI\frac{\mathrm{d}^4y}{\mathrm{d}x^4}-S_0\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}x^2}+k_\mathrm{s}y=q \tag{14-1}$$

式中：k_s 为土壤刚度。采用设置边界条件的计算机程序来求解式（14–1）中的无量纲公式 [1]。因为公式的非线性特点，采用了迭代法。然后把所得结果用于计算弯矩和轴向力。如果跨肩被定为刚性接触，那么公式中的弹簧项可予忽略。简单梁理论的控制式（14–1）简化为式（11–4），其中以“$-w$”替代“y”。

由沿着跨段长度的均布载荷 q 在跨段长度 L 内所产生的最大弯矩 Mmax 如下：

对于两端铰支边界条件

$$M_{\max}=\frac{qL^2}{8} \tag{14-2}$$

对于两端固定边界条件

$$M_{\max}=\frac{qL^2}{12} \tag{14-3}$$

对于一端铰支一端固定边界条件

$$M_{\max}=\frac{qL^2}{10} \tag{14-4}$$

两端铰支情形低估了真实跨段支撑的刚度，而两端固定模型则高估了多数跨段的稳定性。某一跨段的末端稳定性系介于两种情形之间，但难以精确确定在何处，正常的妥协办法是为一端固定而另一端铰支的跨段建模，取具有代表性的中间值。这一般会得出明显良好的结果。

静态弯矩亦可根据 DNV–RP–F105[2] 估算如下：

$$M_{\max}=C\frac{qL_\mathrm{eff}^2}{1+\dfrac{S_0}{P_\mathrm{cr}}} \tag{14-5}$$

式中：C 为边界条件系数，1/8 适用于两端铰支边界条件，1/12 适用于两端固定边界条件。

对于海床上的单跨段，跨段中点为 C=1/24，跨肩处为 $C=\dfrac{1}{18\left(L_\mathrm{eff}/L\right)^2-6}$。

采用静态土壤刚度计算 L_eff。P_cr 为临界屈曲载荷，当有效轴向力处于压缩状态时 S_0/P_cr 项为负值。

最大弯曲应力 σ_b 如下：

$$\sigma_b = \frac{M_{max}D}{2I} \tag{14-6}$$

式中：

M_{max} 为最大弯矩；

I 为管道惯性矩；

D 为管道外径。

轴向约束末端条件下的纵向总应力 σ_L 如下：

$$\sigma_L=\sigma_T+\sigma_P \pm \sigma_b \tag{14-7}$$

式中：

σ_T 为热应力 $-E\alpha\Delta T$；

σ_P 为泊松应力 $v\sigma_h$。

环向和纵向应力所致的 von Mises 符合应力：

$$\sigma_{eq}=\sqrt{\sigma_L^2+\sigma_h^2-\sigma_L\sigma_h+3\tau^2} \tag{14-8}$$

式中：τ 为剪切应力，一般的管道跨段取值为 0.

管道跨段可在不同阶段承受不同载荷，如安装与运行期间。管道对这些载荷的响应变化明显，取决于与环境的相互作用、使用条件及其构形和几何形状。管道性能比起简化分析法所预测的结果明显会复杂许多。对于更精确的评估，建议采用有限元分析法。

14.2.2 静态应力极限 Static Stress Limits

管道跨段因其自身重量和水动力加载将提升管道的应力水平。弯曲应力应顾及上述载荷所产生的轴向和环向复合应力。此类载荷和运行载荷所致的复合应力应当根据相关设计标准中所给定的容许应力水平进行核查。

相关设计标准中的管道利用系数如表 14.1 所示。

表 14.1　海底管道不同设计标准的利用系数

设计标准	利用系数			
	等效拉伸应力	von Mises 应力		
		安装	功能性	功能性与环境性
DNV OS-F101	–	0.72/0.96	0.72	0.96
BS8010	–	1.0	0.96	0.96
ASME B31.4	–		0.72	
ASME B31.8	0.9	–	–	–
API RP 1111	0.9	–		

采用 DNV RP-F105 时，应力核查由针对局部屈曲的最大极限状态核查所取代。DNV RP-F105 给出了最大极限状态（ULS）标准，正如离岸管道标准 DNV OS-F101 所规定的一样。运行时跨段的临界最大极限状态为局部屈曲。局部屈曲预示着横截面有近似变形，DNV OS-F101 则要求针对系统压溃、组合式加载和扩展屈曲进行核查。

14.3　动态分析
Dynamic Analysis

固有频率是动态分析中最重要的参数之一，因为其确定了系统对时间关联性激振力的响应。如图 14.4 所示，管道悬跨段对涡旋脱落的响应系由涡旋脱落频率与出油管系统的固有频率是否接近所决定。

当涡旋脱落频率 f_V 与固有频率 f_n 相比为很小时，涡旋脱落的影响也很小，管道挠度与静态运动所致的挠度差别不明显。然而，当频率比 f_V/f_n 接近 1 时，所产生的强迫振动幅度快速加大，达到最大值，即为共振。这些由涡致振动引起的管

道显著偏转可能会导致管道失效，原因在于发生了屈服、屈曲、混凝土剥落或其组合现象。另外，疲劳损伤也会因管道中的应力变化而发生。对于这些原因，有必要在涡旋脱落与固有频率之间允许保持安全裕度，以避免此类影响的发生。

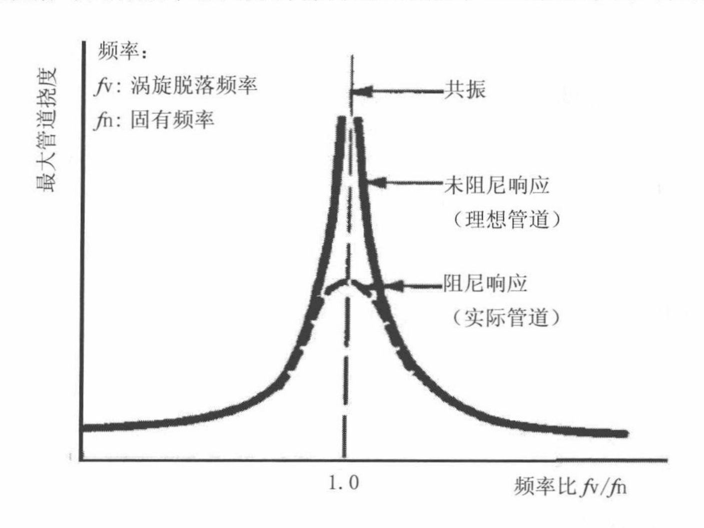


图 14.4　固有频率与涡旋脱落频率之间的关联性

14.3.1　管道固有频率 Pipeline Natural Frequency

动态与静态响应之间的差异在于前者的沉没重量系由惯性力所取代，这是有效质量 me（合并附加质量效应）和梁单元横向加速度 y_t（t）之积。对于一个管道单元，动态平衡公式为：

$$EI\frac{d^4 y_t}{dx^4}-S_0\frac{d^2 y_t}{dx^2}=m_e\bar{y}_t \tag{14-9}$$

其类似于式（4-1），但其重量系由惯性项所取代。y 上方的点（˙）表示对 t 的导数。

当管道以固有模式之一横向振动时，其挠度 y_t 随时间呈简谐波变化。

$$y_t=[\,yA\cos(\omega t)+B\sin(\omega t)\,] \tag{14-10}$$

式中：ω 为振动的角速度。将式（14-10）代入式（4-9），得到：

$$EI\frac{d^4 y}{dx^4}-S_0\frac{d^2 y}{dx^2}=m_e\omega^2 y \tag{14-11}$$

上式的解为动态位移函数 y 和角速度 ω，因此与角速度 ω 成比例的固有频率 f 表示：

$$f=\frac{\omega}{2\pi} \tag{14-12}$$

固有频率 f 可表示为

$$f_{\mathrm{n}}=\frac{C_1}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{m}\left(1+\frac{S_0}{P_{\mathrm{E}}}\right)} \tag{14-13}$$

式中：

L 为跨段长度；

EI 为管道的抗弯刚度；

m 为单位长度质量，包括考虑到周边水在内的附加质量；

C_1 为常数，取决于边界条件，如表 14.2 所示；两端固定边界条件为 3.56；

S_0 为有效轴向力，张力为正值；

P_{E} 为欧拉屈曲载荷，两端固定边界条件为 $4\pi^2 EI/L^2$。

DNV RP-F105 给出的固有频率经验公式如下：

$$f_{\mathrm{n}}=C_1\sqrt{1+CSF}\sqrt{\frac{EI}{m_{\mathrm{e}}L_{\mathrm{eff}}^4}\left(1+C_2\frac{S_0}{P_{\mathrm{cr}}}+C_3\left(\frac{\delta}{D}\right)^2\right)} \tag{14-14}$$

式中：

CSF 为混凝土刚度增强系数，定义为 $CSF=k_{\mathrm{c}}\left(\frac{EI_{\mathrm{conc}}}{EI_{\mathrm{steel}}}\right)^{0.75}$；

P_{cr} 为临界屈曲载荷 $P_{\mathrm{cr}}=\left(1+CSF\right)\frac{C_2\pi^2 EI}{L_{\mathrm{eff}}^2}$；

δ 为静态挠度。

边界条件系数 C_1 至 C_3 均参见表 14.2。

表 14.2　固有频率公式的边界条件系数

边界条件	C_1	C_2	C_3
两端铰支	1.57	1.0	0.8
两端固定	3.56	0.25	0.2
海床上的单跨段	3.56	0.25	0.4

管道固有频率的关系式（14–13）适用于流向首次涡致振动频率，式（14–14）则用于首次垂向固有频率。式（14–14）的平方根中的三项包括电缆、梁和土壤加上管道垂直挠度。

也可用附着式加速计和惯性清管器来测定固有频率，从而取代计算。影响固有频率的最重要参数如下：

- 轴向力；
- 土壤条件和管道在土壤中的埋置程度；
- 海床几何形状；
- 静态和动态非线性影响；
- 多跨段——间隔长度。

14.3.2 悬跨段的涡致振动分析程序 Free–span VIV Analysis Procedure

14.3.2.1 概述 General

从传统上讲，基于起始标准的管道系统在设计寿命期内不得在任何时候出现悬跨段涡致振动。近年来，DNV RP–F105 已允许出现涡致振动，但要求因涡致振动而产生的疲劳损伤不超过容许值。DNV RP–F105 的筛查标准类似于起始标准，但安全系数有待与筛查标准结合使用并允许在极端环境条件下出现一些振动。

流向的筛查标准[2]要求流向的固有频率$f_{n,IL}$必须满足：

$$\frac{f_{n,IL}}{\gamma_{IL}}>\frac{U_{c,100year}}{V_{R,onset}^{IL}\cdot D}\left(1-\frac{L/D}{250}\right)\frac{1}{\alpha} \tag{14–15}$$

式中：$U_{c,100year}$为管道水平处的百年重现期海流，$V_{R,onset}$为流向涡致振动的起始值，D为管道外径，L为跨段长度，α为百年重现期海流与$U_{w,1year}+U_{c,100year}$之比，$\gamma_{IL}$为流向安全系数。

垂向筛查标准要求垂向固有频率$f_{n,CF}$必须满足：

$$\frac{f_{n,CF}}{\gamma_{CF}}>\frac{U_{c,100year}+U_{w,1year}}{V_{R,onset}^{CF}\cdot D} \tag{14–16}$$

式中：$V_{R,onset}{}^{CF}$为垂向涡致振动的启动值，γ_{CF}为垂向安全系数。如果违背了上述的流向或垂向标准，那么需进行全流向或垂向涡致振动疲劳分析。

如果管道跨段就全流向或垂向涡致振动而言达到临界状态，那么通常是以在管道下方抛石的方式进行跨段修正，以便缩短跨段长度，并因此提高跨段的固有频率。除了成本因素外，在海床上大量抛石的主要缺点是需在跨段内限制形成热膨胀。其结果表明，允许管道出现跨段将减小有效力，这是激活管道产生整体屈曲的主要因素。使屈曲最小化的优点在于支持跨段的抛石数量可保持在最低限度。因此，对于全面分析的涡致振动标准作如下建议：

如果有结果表明并没有超出容许应力和疲劳损伤，那么将允许在设计寿命的任何阶段内出现流向涡致振动；

假定有结果表明并没有超出容许应力和疲劳损伤，那么将允许在设计寿命的任何阶段内出现垂向涡致振动。

图 14.5 为涡致振动评估程序流程图 [3]。

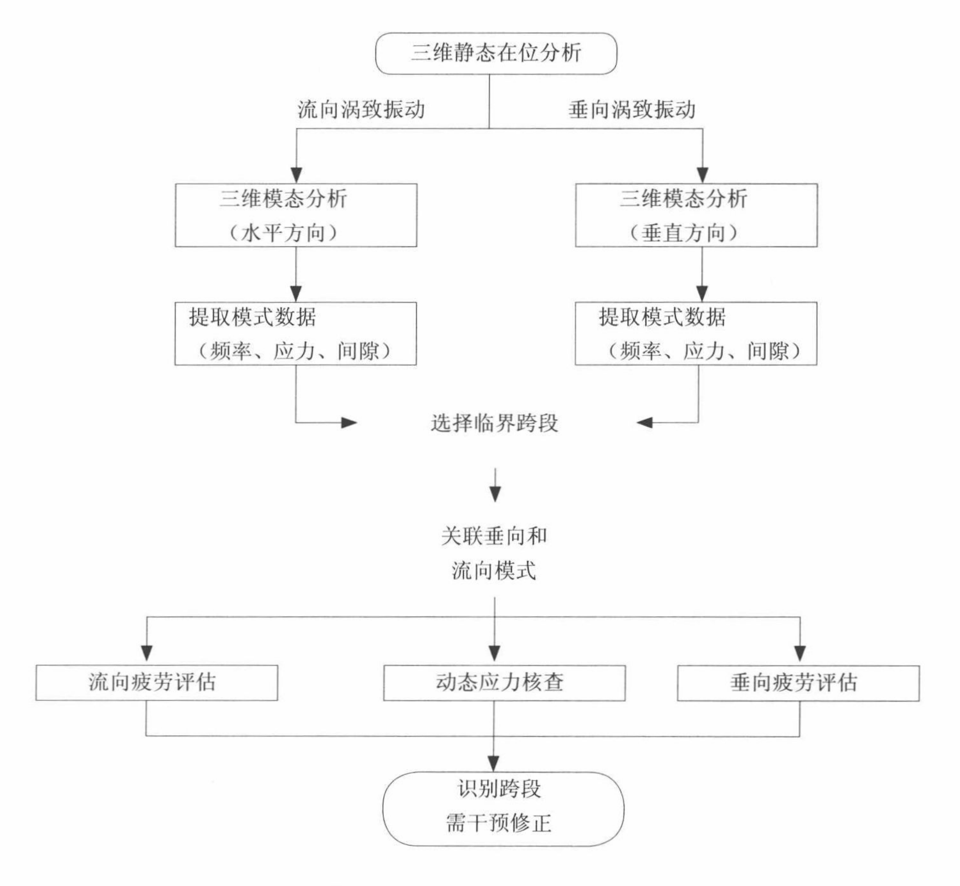


图 14.5　管道跨段评估流程图

适用于不同环境条件的管道跨段设计标准定义如下：

（1）极端条件下的峰值应力和弯矩将满足动态强度标准。

（2）疲劳损伤将不得超过容许疲劳损伤 η，其在安全系数为 10 时一般为 0.1。Mørk 等人已就悬跨管道的涡致振动和疲劳发表了系列论文 [6,7,8]。

14.3.2.2 跨段动力学 Span Dynamics

换算速度

为了确定可能出现涡致振动的速度范围，采用换算速度参数 V_R，定义如下：

$$V_R = \frac{U_c + U_w}{f_n \cdot D} \quad (14\text{–}17)$$

式中：

U_c 为垂直于管道的平均海流速度；

U_w 为垂直于管道的波浪诱导速度；

f_n 为给定振动模式下跨段的固有频率；

D 为管道总外径，包括涂层或海生物。

稳性参数

控制运动的其他主要参数是稳性参数 K_s，参见如下：

$$K_s = \frac{4 \cdot \pi \cdot m_e \cdot \zeta_T}{\rho \cdot D^2} \quad (14\text{–}18)$$

式中：

m_e 为单位长度质量（管道总质量和附加质量）；

ρ 为海水密度；

ζ_T 为给定振动时的总模态阻尼比；

D 为水动力直径，也即总外径。

阻尼

一般认为总阻尼 ζ_T 由水动力阻尼、土壤阻尼和结构阻尼构成。

水动力阻尼

水动力阻尼考虑到了周边水的阻尼影响。水动力阻尼与水的速度成正比，也即当水的速度趋向 0 时减为 0。涡致振动对锁定区域内水动力阻尼的作用被设定为 0，因为阻尼总是被包括在响应模型之中。

土壤阻尼

土壤阻尼是土壤对管－土系统总阻尼的贡献。土壤阻尼是跨段的端部效应；因此，加大跨段长度将减小对总阻尼的总体影响。与垂向相比，土壤阻尼在流向上较大。对于筛查目的，可假定土壤阻尼为 0.01。

在 Grytten and Reid 指南中给出了不同类型土壤和跨段长度 / 管径（L/D）的典型土壤阻尼值。正如在 VIVA 中所使用的一样，可为正确的跨段长度插补阻尼值。对于连续性跨段，采用最大的跨段长度将为土壤阻尼设定最保守的数值[3]。应当强调的是，确定管土相互作用的影响则受累于源自土壤基本参数和物理模型的相对较大的不确定性。因此，重要的是展开敏感性研究以便对上述不确定性的影响进行调研。

结构阻尼

结构阻尼是管道钢材内部摩擦所致的阻尼。如果无其他信息可用则选取数值 0.005（0.5%），这是非常保守的数值。如果结构中有混凝土，那么混凝土与抗腐蚀涂层之间界面上的滑动可进一步加大阻尼至 0.01~0.02。柔性管的结构阻尼较大，不易激活涡致振动。

有效质量

有效质量定义为：

$$m_e=m_{str}+m_c+m_a+m_{con} \tag{14-19}$$

式中：

m_{str} 为结构质量（包括涂层）；

m_c 为内容物质量；

m_a 为附加质量，系海床与管道之间间隙的函数。其计算式如下：

$$m_a=\frac{\pi}{4}D^2\cdot\rho\cdot C_a \tag{14-20}$$

式中 :C_a 为附加质量系数。附加质量是结构物加速度非零时所出现的有效质量增加。也称为水动力质量。无加速度时，附加质量为 0。经由式（14–19）所定义的有效质量以下述假定为依据，即整个跨段处在振荡中，而涡旋脱落发生在整条长度上。这一假定将有助于较低水平的固有频率，属于保守值。

附加质量加大时固有周期变长。在本征值分析过程中进行固有周期计算。其次，附加质量加大时稳性参数 K_s 变大，因此阻尼的影响将增加。

14.3.2.3 振荡幅值和应力范围分析 Vibration Amplitude and Stress Range Analysis

结构和环境分析的结果被用作悬跨段针对环境载荷进行响应的计算输入值。可通过应用静态或准静态载荷来发现响应情形，或者经由振荡幅值直接给出。

由于相关物理过程的复杂性，也即振动跨段的流体－弹性相互作用的非线性特征较为显著，该跨段的响应一般经由模型的应用或全尺寸调研进行确定。因此，环境和悬跨段的流体－弹性特性将借助于诸多无量纲参数进行描述，其用于检索相关的响应数据（作用力系数和振荡幅值）。

响应数据可随后用于计算：

- 应力范围分布；
- 预计振荡次数；
- 疲劳损伤参数；
- 最大应力。

14.3.3 疲劳损伤 Fatigue Damage

为计算管道所经历的应力循环与所产生的疲劳损伤之间的关系以及疲劳寿命的消耗量，可采用经验或半经验特性关系。一般而言，这意味着需要确定导致不同动态应力范围（例如，S–N 曲线）失效的循环次数以及随后的部分损伤（例如，Palmer–Miner 准则）的累积情况。请参见第 12 章，详细了解有关管道疲劳损伤的描述。

14.3.3.1 累积疲劳损伤 Accumulated Fatigue Damage

疲劳损伤以 Palmgren–Miner 累积准则为基础：

$$D_{fat}=\sum_{i=1}^{M_c}\frac{n_i}{N_i}\leqslant\eta \tag{14–21}$$

式中：

D_{fat} 为累积疲劳损伤；

η 为容许损伤比，一般取值 0.1；

N_i 为 S–N 曲线所定义的在 ΔS_i 应力范围发生失效所需的循环次数；

n_i 为结合应力范围 ΔS_i 的等效应力循环的总次数。

在给定海流速度下当几种潜在振动模式可能同时存在，应采用产生疲劳损伤最大的模式。否则，应进行多模态跨段分析。

14.3.3.2 *S–N* 曲线 *S–N* Curves

在为换算速度 V_R 的数值范围确定了应力范围 ΔS（也即双应力幅值）时，则借助于 *S–N* 曲线来计算预计的疲劳损伤。

在未使用应力集中系数的情况下，建议在进行详细设计时为海水中的沉没结构物采用 F2 *S–N* 曲线。于是：

$\log a$ 为常数，等于 11.63；

m 为疲劳指数，等于 3。

14.3.4 响应幅值 Response Amplitude

14.3.4.1 以海流为主条件下的流向涡致振动 In–line VIV in Current Dominated Conditions

本节仅适用于以海流为主的情形，也即 α>0.8 或 α>0.5。

产生流向振动

DNV 给出了第一非稳定区域内换算速度的起始值。

第一非稳定区域：

$$V_{R_onset}\gamma_{on,IL}=\begin{cases}1.0 & 当\quad K_{s,d}\leqslant 0.4\\ 0.6+K_{s,d} & 当\quad 0.4\leqslant K_{s,d}\leqslant 1.6\\ 2.2 & 当\quad K_{s,d}\geqslant 1.6\end{cases} \tag{14-22}$$

式中：$K_{s,d}=K_s/\gamma_k$，γ_k 和 $\gamma_{on,IL}$ 分别为与阻尼和流向换算速度起始值相关的安全系数。

第二非稳定区域：

$$V_{R_end}=\begin{cases}4.5-0.8K_{s,d} & 当\quad K_{s,d}\leqslant 1.0\\ 3.7 & 当\quad K_{s,d}>1.0\end{cases} \tag{14-23}$$

响应

最大特征响应幅值如图 14.6 所示。

应力范围

在以海流为主的条件下，管道跨段的流向响应与交变或对称涡旋脱落相关。本节内容涉及流向第一非稳定区域（$1.0<V_R<2.5$）和第二非稳定区域（$2.5<V_R<4.5$）的作用。可通过流向涡致振动响应模型来近似计算应力范围 S。

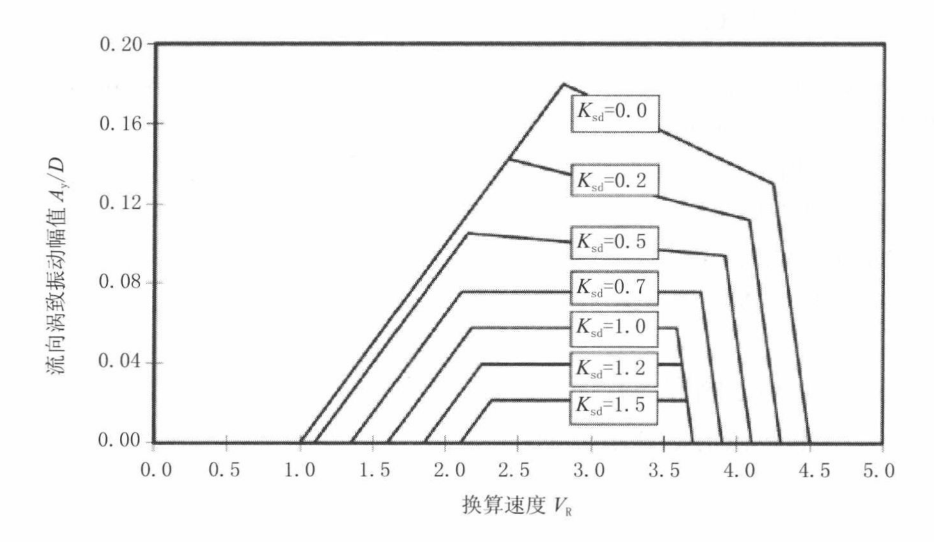


图 14.6　流向涡致振动的幅值响应模型 [2]

$$S=2\cdot S_{A=1m}\cdot(A_Y/D)\cdot D \tag{14-24}$$

式中：

$S_{A=1m}$ 为单位应力幅值（一米流向振型偏转所致的应力），采用专用的有限元分析软件包进行估算；

（A_Y/D）为无量纲流向涡致振动响应幅值。

14.3.4.2　复合波浪与海流中的垂向涡致振动 ross-flow VIV in Combined Wave and Current

本节适用于所有类型区域的所有垂向载荷（$\alpha<0.5$、$0.5<\alpha<0.8$ 波浪为主以及 $\alpha>0.8$ 海流为主）。

产生垂向涡致振动

对于以稳定海流为主的流动情况，显著幅值垂向涡致振动的启动一般在换算

速度 V_R 介于 3.0 和 5.0 之间进行产生，而最大幅值振动则介于 5.0 和 7.0 之间。对于以波浪为主的流动情况，在 V_R 值低至介于 2 和 3 之间时会激活垂向振动，其在这一区域内明显与流向的运行相关联。对于较大的 V_R 值，需再次对运行进行解耦。

$$V_{R,onset}=\sqrt{\frac{\pi^3\left(\frac{\rho_s}{\rho}+C_m\right)}{1.5+\left(0.27-0.03\cdot\left(\frac{e}{D_{pipe}}\right)\right)^2\times\left(\pi^3\left(\frac{\rho_s}{\rho}+C_m\right)-1.5K_s^{\ 2}\right)}} \tag{14-25}$$

式中（ρ_s/ρ）为特定质量，取值如下：

$$\left(\frac{\rho_s}{\rho}\right)=\frac{m(s)}{\frac{\pi}{4}\cdot\rho_w\cdot D_{pipe}} \tag{14-26}$$

如果换算速度小于 $V_{R,onset}$，则不会产生垂向运动。

应力范围

如果确定会发生垂向涡致振动，那么必须核查跨段的疲劳损伤情况。一个重要的参数是应力范围 S，与应力幅值相关。应力范围可近似估算为

$$S=2\cdot S_{FE}\cdot R\cdot f_Y(V_R,\ K_C,\ \alpha) \tag{14-27}$$

式中：

S_{FE} 为应力幅值（单位直径振型偏转所致的应力），采用专用的有限元分析软件包进行估算；

R 为考虑阻尼和间隙比的幅值缩减系数。

复合海流和波浪流中的（最大）特征幅值响应可取自图 14.7。

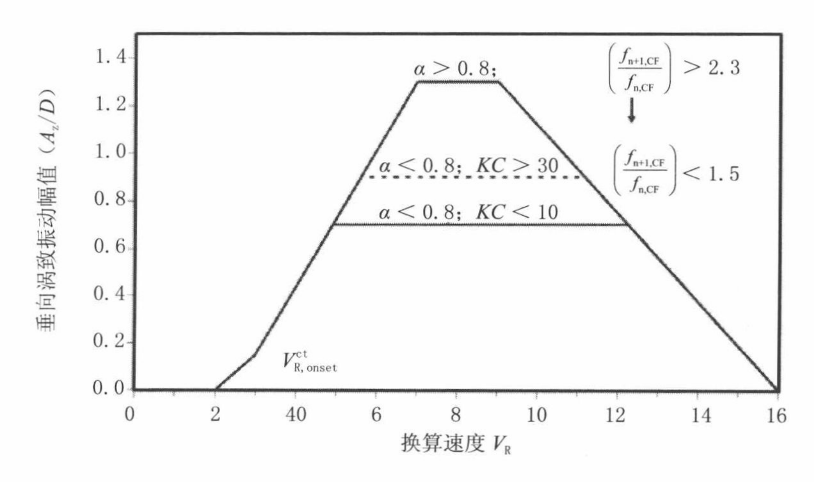


图 14.7　（最大）特征幅值响应 [2]

14.3.5 模态分析 Modal Analysis

14.3.5.1 概述 General

为了获取适用于可能的振动模式的固有频率、振型和相关标准化应力范围，应采用专用的有限元分析程序，取最小值时须考虑下述方面：

（1）为管道的抗弯特性建模时，需考虑弯曲刚度和几何刚度；

（2）需考虑控制跨段抗弯特性的有效轴向力；

（3）悬跨管段与铺设在海床上与其邻近的管道之间的相互作用应予考虑（多跨段项目）。

上述第 1 和第 2 点考虑事项已在单跨段和多跨段模态分析中予以采用。

● 在有限元分析中，已铺设跨段的形状偏转所致的整体刚度的变化（加大）需予以考虑。其包括二阶效应，如跨段中垂所致的应力刚化。

● 轴向有效应力，也即作用于管道上的外力总和需予以考虑。应予注意，即在设计寿命的不同阶段内有效力会出现明显变化。

为达此目的，关键在于确保进行模态分析之前为实际载荷历史建模[9,10,11]。

14.3.5.2 单跨段模态分析 Single Span Modal Analysis

进行单跨段分析是为了评估流向和垂向涡致振动的产生情况，以及计算疲劳损伤（如果发现已产生涡致振动时）。

对具有简单边界条件的单跨段进行模态分析，是为了评估流向和垂向涡致振动的产生情况以及相关疲劳损伤。对此验证如下：

● 多跨段分析的实施可根据这样的假定，即沿着路径的管道情况是有限元分析程序的输入值，而且需考虑到实际跨段长度。多跨段分析需考虑到邻近跨段之间的相互作用，也即若干个跨段会作为一个系统作出响应。尽管这可能对垂直振动模式至关重要，此时邻近跨段之间的海床会构成一个固定点而管道会在振动期间绕其转动，但这种影响对水平模式不具重要性，这里的海床侧向摩擦将阻碍运动的进行，且此时无固定点可供转动。实际跨段长度的涡致振动分析将在现场分

析中予以考虑。

● 单跨段模型适宜于涡致振动分析，其依据这样的事实，即实际跨段长度未知，其为实施多跨段分析的一个条件。

两端固定和两端铰支边界条件均已结合系列轴向有效力进行分析。

14.3.5.3 多跨段模态分析 Multiple Span Modal Analysis

进行两维度多跨段分析是为了评估垂向涡致振动的产生情况，以及计算疲劳损伤（如果发现已产生涡致振动时）。多跨段分析需考虑到邻近跨段之间的相互作用。多跨段分析的实施可根据这样的假定，即沿着路径的管道情况是有限元分析程序的输入值，而且需考虑到实际跨段长度。实际跨段长度的涡致振动分析须在现场分析报告中予以考虑。

垂向涡致振动的标准旨在将跨段的固有频率保持在涡致振动频率之上，后者与产生垂向振动时相对应。为确保正确考虑每一个单一跨段的边界条件，垂向涡旋脱落需接受更为严格的模态分析，其中的纵向坐底构形被评估为二维静态分析的一部分。

需针对不同设计条件（安装、注水和运行）下产生垂向涡致振动的相应频率来核查跨段的固有频率。需识别出即将历经显著垂向涡致振动的潜在情形，用于预防或限制管道出现疲劳的措施需逐一进行评估。

14.4 涡致振动减缓与跨段修正 VIV Mitigation and Span Correction

14.4.1 概述 General

要求对管道跨段进行干预修正，一般需根据悬跨管道构形的分析来决定，进而确定管道铺设在海床上时可能会出现的应力水平和跨段长度[12]。如果有检验数据表明设计阶段内的跨段不可接受，那么可采用不同方法来说明这一问题。不同

的解决方案有：在可能考虑到任何给定的物理和经济约束条件时更改管道路径，减小铺管张力，加大管道沉没重量等。其他方法有：在极端不规则地形区域增设限制涡致振动和修正跨段的设备；采用喷水埋管船对不规则地形区域进行预扫海处理，以使沿着浅水区的路径变得平滑；允许采用预装支持手段；提高管道等级或增加壁厚等[13]。

如果经后续铺管或检查检验发现现有管道上有未受支撑的跨段，那么必须对这些跨段进行评估。在检验期间发现的跨段可与设计时的容许计算值进行比较。或者，可根据特定地点检验和环境数据对此进行分析以确定其可接受性。

图 14.8 为通过抛石缩短跨段长度之后的涡致振动响应。对于相同的海流分布，均把产生垂向或流向涡致振动延迟至出现较大的海流速度之时，其中出现较高速度的概率较小。因此，在修正跨段后，涡致振动所致的疲劳损伤将减小，或者将不发生涡致振动。

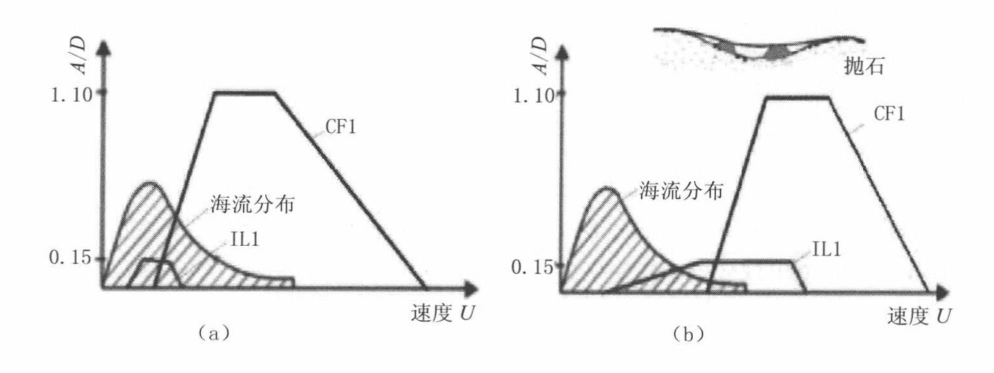


图 14.8　跨段修正之后的响应

（a）跨段修正之前　（b）跨段修正之后

14.4.2　涡致振动减缓 VIV Mitigation

可借助于修改结构物或流动情况的不同方法来限制涡致振动，如图 14.9 所示。

最常见的涡旋限制装置是螺旋侧板。其功能是触动分离，以降低管道沿程上涡旋脱落的关联性。这一方法降低了管道成本，但加大了安装期间的操作复杂程度。流向的阻力系数也因引入侧板而加大。侧板设计的重要参数是给定管道直径

时螺旋侧板的高度和节距。给定侧板设计的总体性能特征随着海流速度的分布而变化。

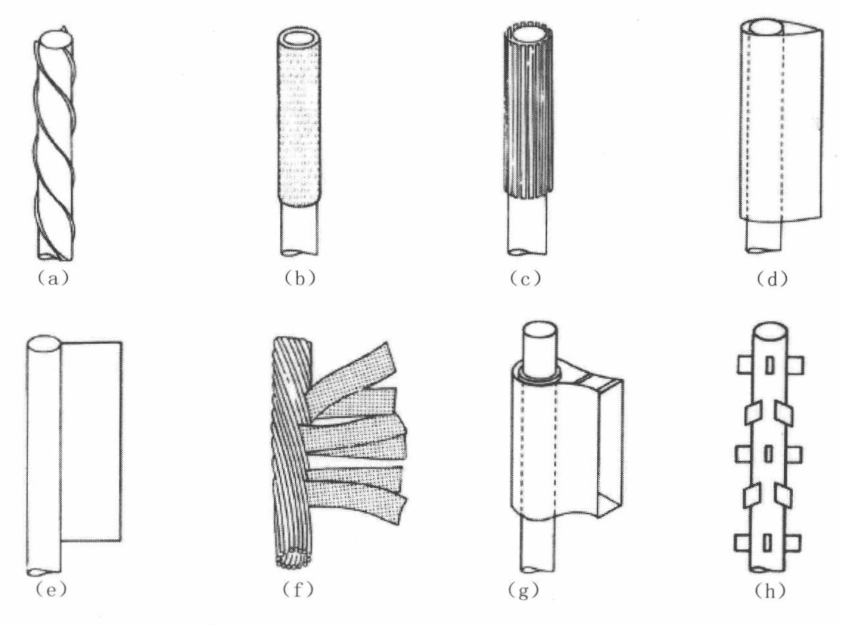


图 14.9　限制涡致振动的圆柱状附加装置[14]

（a）螺旋侧板　（b）护罩　（c）轴向缝翼　（d）流线型整流罩

（e）分流器　（f）圆线缆带　（g）旋转导向叶片　（h）扰流板

14.4.3　跨段修正 Span Correction

下述跨段修正法可用于矫正不可接受的现有跨段：砂袋或水泥浆袋、机械支撑、水冲桩或开沟、回填以及强化沉降。

14.4.3.1　沉排和砂 / 水泥浆袋 Mattresses and Bags

由潜水员放置在跨段下面起支撑作用并缩短跨段的沉排、砂袋或水泥浆袋均为浅水区跨段矫正的常见方法。在深水区精确放置可以说既困难又耗时，因此不经济，尽管水泥浆袋可采用无潜水员方式进行沉放。

对于小间隙的跨段，砂袋或水泥浆袋可围绕其周边和顶部构建。水泥浆袋亦

可靠近其他结构物进行铺放，即便是跨段间隙非常小的情形。如果预计有冲刷或底部异常软质，可首先铺放水泥编织沉排以作为支撑的基础。

一般而言，砂袋和水泥浆袋仅适宜于事后铺放干预修正，但沉排则可用于预先铺放或事后铺放干预修正。然而，如果沿着管道路径上有许多跨段需进行干预修正，在铺管之前放置大量的沉排 / 施工袋并非是一种实效的做法。

14.4.3.2 开沟 Trenching

在管道下方的海床上开沟可用于改变管道轮廓，以减小曲率和跨段长度。常规的离岸管道开沟法包括使用犁、机械开挖机或喷水滑撬，详见第 22 章第 5 节。所有设备均可在管道铺设之后放置。当海床相对软质时，采用这些方法开沟是无粘性土或软质粘土中的最有效方法。总之，当管道路径的海床上有岩石时，开沟并非是一种实效选择。有许多管道尤其是小直径管，开沟是为其稳性和保护作考虑。开沟尤其适用于砂波和其他移动底形区域。

14.4.3.3 抛石 Rock dumping

抛石可用于跨段干预修正工作，即在铺设管道前矫正海床轮廓或者在铺设管道后修正过大跨段。

为填充海床上的凹坑或整平峰顶，抛石区域应相当于铺设走廊的宽度，这需要大量的石材。在某些实例中，预铺设抛石干预修正是最为基本的，也是无法避免的。在悬跨区域内规定减小铺设公差将减少抛石数量，但一般会降低铺管作业的进度。事后铺放干预修正所要求的填石数量少于预先铺放干预修正的，因为跨段位置已精确可知，而且抛石可按需要进行。

14.4.3.4 机械支撑 Mechanical Supports

可采用无潜水员的形式安装机械支撑，因此可应用于深水区。双腿式支撑降低了管道跨段并采用夹紧装置将管道夹持在双腿的顶部。这样的支撑用于抬升管道并改变管道轮廓，从而降低管道曲率。在设计机械支撑时，应考虑到最小高度、最大管道抬升力、最大承载能力、基础尺寸、最大海床斜坡、安装公差及容许值。

14.5 样例
Example Cases

14.5.1 概述
General

为深入考察对悬跨段疲劳的设计工作，以运行条件下 40in 管道的评估作为实例。为了完整分析起见，安装期间的疲劳损伤和水压测试条件应予以评估，并纳入到整体的损伤累积中。

表 14.3 为管道的特征尺寸和流动分析参数[9]。

表 14. 3　管道输入参数

输入参数 / 管道参数	40 in
管道外径	1.016 m
壁厚	0.030 m
抗腐蚀涂层厚度	0.006 m
抗腐蚀涂层强度	1300 kg/m^3
混凝土涂层厚度	0.05 m
混凝土涂层强度	2500 kg/m^3
残余铺设张力	1350 kN
内容物强度	180 kg/m^3
内部运行压力	175 bar
运行温度	25 ℃
内部水压测试压力	200 bar

选择一处典型的非平整海床，以获取全面的跨段长度，其会产生较大的疲劳损伤。土壤是中等硬粘土。源自静态分析的构形和载荷均被用作固有模式分析的基础。模态分析适用于水平（流向）和垂直（垂向）方向。图 14.10 和图 14.11 为 40in 管道的流向和垂向出油管方向的模态分析结果。流向的固有模式数值（固有频率）趋向于比垂向数值更低，这是因跨段末端为刚度条件之故。为限制此次评估的数据量，疲劳的评估先行用于 10 种模式。

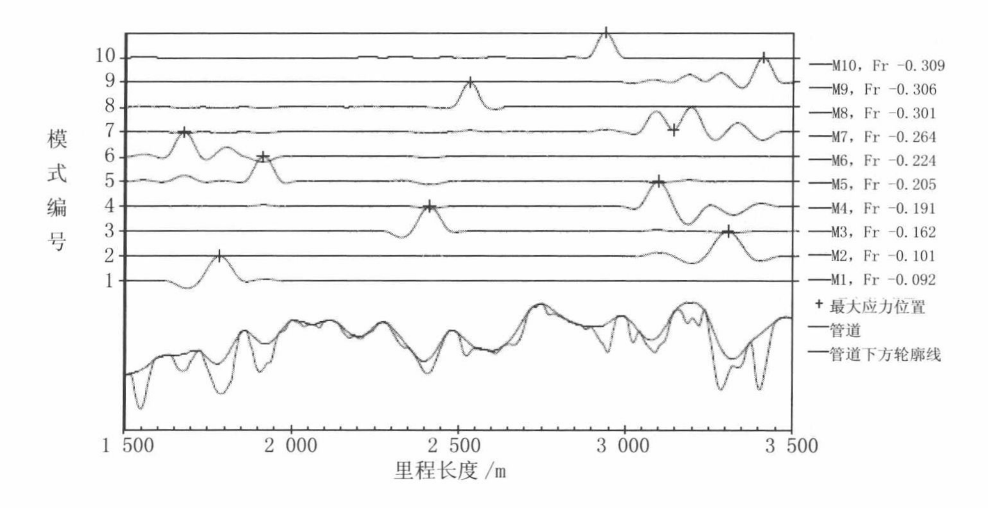


图 14.10　40in 管道的流向模式

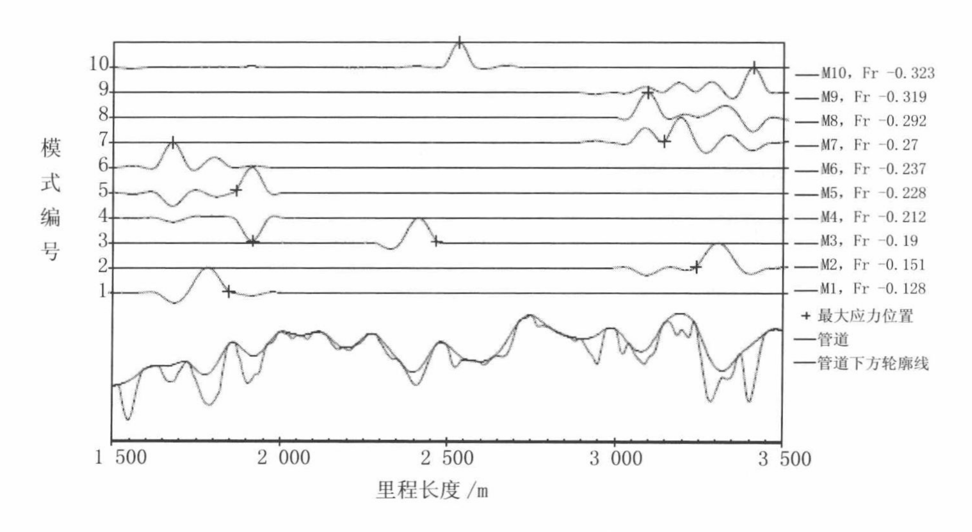


图 14.11　40in 管道的垂向模式

模态分析也生成单位应力幅值的结果，也即每种模式下一米模态偏转的管道应力。其应用于为涡致振动和波生振动发现管道沿程的相关应力。管段上最大弯曲应力的所在位置系指评估疲劳损伤的那个点。每一种模式中的最大应力一般均位于主悬跨段的跨肩上或跨段中点处。

垂向和流向模式形状需相互关联，以便考虑到因垂向所致的流向疲劳情形。对于上图所示的头 3 种模式，流向和垂向模式已明确相互关联。在同一位置处有两种明确的垂向模式，即可作为第 4 种流向模式。第 7 和第 8 种垂向模式显示在同一跨段上有较大的激励作用。第 7 种模式为保守型，因为固有频率较低。对于第 10 种流向频率，发现相应的模式即为第 12 种垂向模式（图中未标注）。

14.5.2 疲劳评估 Fatigue Assessment

为了对长期环境进行描述，在北海采用了典型的全向性波浪和海流分布。

- 3 小时海况的接合部频率谱（H_s 和 T_p）；
- 海床上方 3m 处 10min 平均海流测量的三参数 Weibull 海流分布。

水深约为 120m，因此较长周期波浪将对管道产生影响。初始考虑载荷呈 90° 角作用于管道。这是一个保守假设，减少了第一阶段分析过程中的处理时间。其被用于筛选目的，以便确定哪些跨段呈临界状态，因此需要进行更为详细的评估。

每一条管道的结构阻尼均取值为 1%。抗疲劳阻力的确定源自于设有阴极保护的海水中两斜率 F1 *S–N* 曲线。在所有预期环境条件下，发现 50 年运行寿命出现了损伤情况。允许在临时阶段内即空置和注水条件下出现 10% 的总疲劳损伤，后续安装也为 10%。表 14.4 为分析结果，其中运行条件下的损伤接受准则为 0.48。

表 14.4　疲劳评估结果

跨段位置	40in 管道	
KP	流向	X 轴方向流动
1585	N/A	N/A
1718	0.55	0.55

（续表）

跨段位置	40in 管道	
1841	3380	16.7
1956	0.95	2.06
2436	1.61	2.71
2571	0.19	0
2704	N/A	N/A
2970	0.05	0
3136	0.69	0.02
3236	0.39	0.18
3319	943	3.71
3444	0.17	0.003

注：给定为 N/A 的跨段损伤表明，该跨段并非落在头 10 个固有模式中。

正如所预期的一样，因海床高低不平，管道经受着较高水平的疲劳损伤，需要进行干预修正。对于垂向和流向，这均是不可接受的损伤。最低模式表明存在高作用力模型损伤，尤其在 KP 1841 和 KP 3319。大多数跨段均有垂向损伤情形，因此也经受着垂向所致的流向损伤。

对于所有不可接受的位置，支撑均放置在的跨段中点。支撑位置的优化可以减少抛石数量，即把支撑靠近跨肩处。后续的静态和模态分析以及疲劳再评估均已进行。图 14.12 和图 14.13 为添加支撑后的模式分析结果。流向和垂向上第一批若干模式的频率增至 0.1Hz 以上，因此证实了涡致振动所致的累积疲劳损伤。

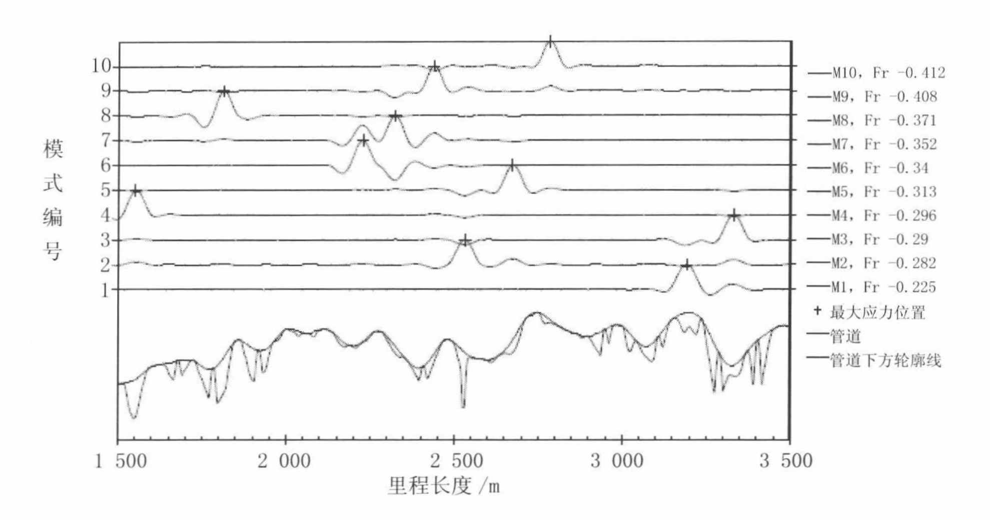


图 14.12　流向模式形状，40in 管道，设有支撑

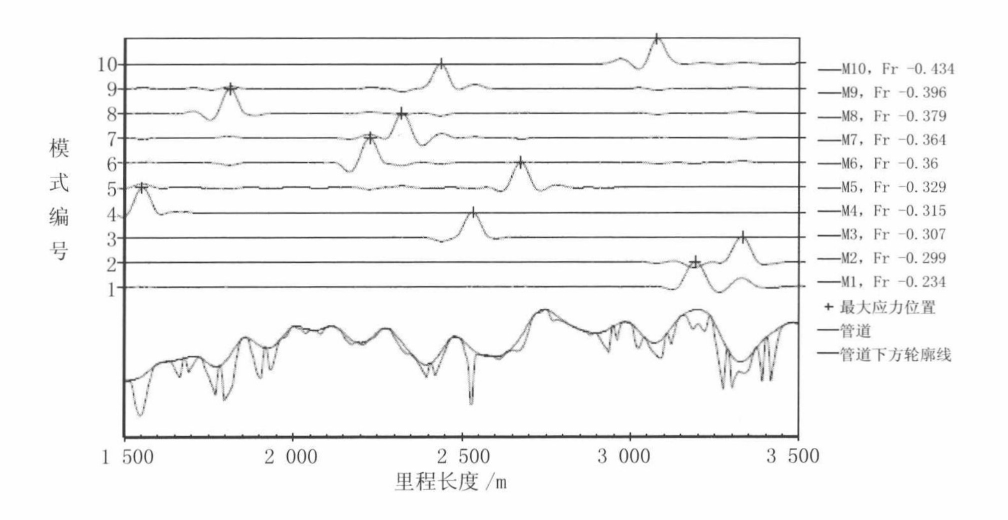


图 14.13　垂向模式形状，40in 管道，设有支撑

14.6 参考文献 References

[1] JP Kenny, Structural Analysis of Pipeline Spans, HSE Books, OTI 93 613, 1993.

[2] DNV, Recommended Practice of Free Spanning Pipelines, DNV-RP-F105, Det Norske Veritas, 2006.

[3] T.I. Grytten and A. Reid, VIVA Guidelines Volume 2 – Theory, J P Kenny A/S, 1999.

[4] JP Kenny, Evaluation of Vortex Shedding Frequency and Dynamic Span Response, HSE Books, OTI 93 614, 1993.

[5] HR Wallingford Ltd, Vibration of Pipeline Spans, HSE Books, OTI 92 555, 1992.

[6] K. Mørk, L. Vitali, and R. Verley, Design Guideline for Free Spanning Pipelines, OMAE 97, 1997.

[7] K. Mørk and O. Fyrileiv, Fatigue Design According to the DNV Guideline for Free Spanning Pipelines, OMAE 98, 1998.

[8] K. Mørk, R. Verley, M. Bryndum and R. Bruschi, Introduction to the DNV Guideline for Free Spanning Pipelines, OMAE 98, 1998.

[9] A. Reid, T.I. Grytten and P.R. Nystrøm, Case Studies in Pipeline Free Span Fatigue, Proc. of ISOPE’2000, 2000.

[10] O. Fyrileiv, K. Mørk, M. Chezhian, and G. Sigurdsson, Updated Design Procedure for Free Spanning Pipelines DNV-RP-F105 Multi-mode Response, OMAE 2006- 92098.

[11] A. Pereira, C. Bomfimsilva, L. Franco, L. Tardelli, and U. Eigbe, In-Place Free Span Assessment Using Finite Element Analysis, OMAE 2008-57272.

[12] J. P. Pontaza, R. G. Menon, R. C. Swanson, V. Jhingran, M. Hill, F. Kopp, and J. Hoffman, Fluid-Structure Interaction Simulations of a Pipeline Span Exposed to Sea Bottom Currents, OTC 21070, 2010.

[13] J. Wang, R. Banneyake, S. Huang, R. Jukes and A. Eltaher, The Span Mitigation Analysis with Use of Advance FEA Modeling Techniques, OMAE 2011-50239.

[14] R.D. Blevins, Flow-induced Vibrations. Van Nostrand Reinhold Company, 1977.

第 15 章　作用力模型和波致疲劳

Force Model and Wave Fatigue

15.1 引言
Introduction

承载振荡环境载荷的悬跨海底管道可能在焊缝处发生疲劳。通过开沟和抛石进行海底干预补救的目的是确保跨段长度可以接受，但常常成本高昂。因而必须对跨段上因涡致振动和波致振荡而产生的疲劳进行仔细评估。

为了开发涡致振动评估方法已经进行了大量研究工作[1,2]，但缺乏专门用于处理波致疲劳的完善数学公式。参考书中介绍了一些能清晰说明理论背景的公式[3,4]，不过本章的重点是波致疲劳的评估方法，文献作者对此并未深入探讨。

当计算横向振荡导致的疲劳损伤时，首先必须确定应力振幅。本章介绍用于计算应力振幅的方法，方法基于众所周知的莫里森公式并采用波浪力模型。为了求解悬跨管道运动方程而开发了两种不同方法：

- 数值求解非线性运动方程，这种方法称为“时域法”。
- 对莫里森公式进行线性化处理并进行解析求解，这种方法称为“频域法”。

15.2 疲劳分析
Fatigue Analysis

15.2.1 悬跨管道的疲劳
Fatigue of Free-spanning Pipelines

涡致振动和波致振荡

对悬跨管道进行完整的疲劳评估应同时考虑涡致振动（VIV）和波致振荡导致的载荷。

当悬跨段的振动主要由涡致共振现象导致时可使用振幅响应模型，而使用修

正水动力载荷计算悬跨段对波浪的响应时则应采用（莫里森）作用力模型。

悬跨段振荡导致的疲劳可从两个方向予以考虑，如图 15.1 所示：

- 与波浪和海流一致的方向（水平面）；
- 垂直于流动的方向（垂直面）。

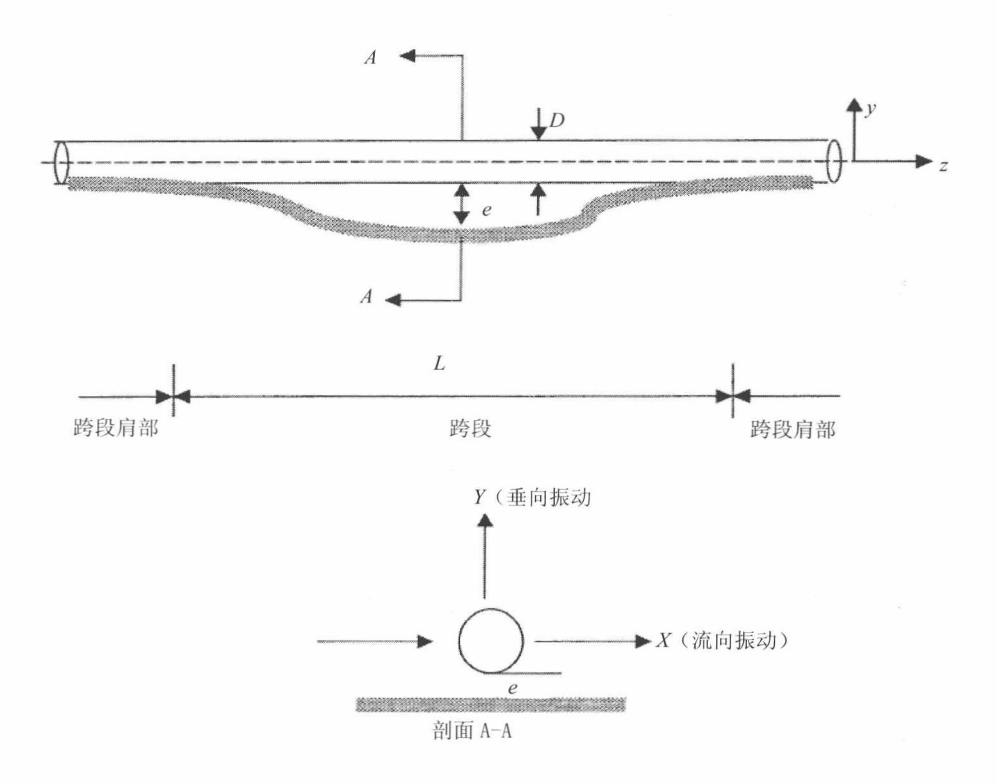


图 15.1　悬跨管道 D 的流向和垂向

流向复合疲劳

流向疲劳有 3 个来源：

- 周期性波致振荡导致的流向运动，可通过作用力模型进行仿真；
- 流向涡致共振导致的流向振动，可使用振幅响应模型进行仿真；
- 与垂向振动耦合导致的流向振动。

理论上必须将上述所有来源导致的疲劳损伤叠加在一起，计算累积疲劳应虑及所有波浪状态以及波浪状态结合海流的联合概率。由于 DNV 已对涡旋脱落进行了深入探讨[5]，本章的重点是波致疲劳。

海流条件

海流速度可用 Weibull 分布予以统计说明：

$$F_{U_{ref}}\left(U\left(z_{ref}\right)\right)=1-\exp\left(-\left(\frac{U_{ref}-\gamma_{ref}}{\alpha_{ref}}\right)^{\beta_{ref}}\right) \tag{15-1}$$

式中 γ_{ref}, β_{ref}, α_{ref} 为 Weibull 分布参数，给定深度处的海流速度改为管道深度处的海流速度。

长期波浪统计

疲劳损伤评估中应使用长期统计数据，波浪条件由波浪状态矢量 $\Theta=[H_s,T_p,\theta_w]$ 和波浪谱的联合概率散布图表达，波浪谱则由有效波高 H_s、峰值周期 T_p 及主波方向 θ_w 确定。

短期波浪条件

不规则波浪状态可假定为由波浪谱代表的短期稳定过程：

$$S_{\eta\eta}\ (f,\bar{\theta})=S_{\eta\eta}\ (f)\ W(\bar{\theta}) \tag{15-2}$$

方向特性通常可建模为：

$$W\left(\bar{\theta}\right)=\begin{cases}k_w\cos^s\left(\bar{\theta}\right) & ,\left|\bar{\theta}\right|<\dfrac{\pi}{2}\\ 0 & ,\left|\bar{\theta}\right|>\dfrac{\pi}{2}\end{cases};k_w=\frac{1}{\sqrt{\pi}}\frac{\Gamma\left(\dfrac{s}{2}+1\right)}{\Gamma\left(\dfrac{s}{2}+\dfrac{1}{2}\right)} \tag{15-3}$$

本章采用的无方向谱 $S_{\eta\eta}$ （f） 为 JONSWAP 谱，管道深度处的加速度谱可使用 Airy 波浪理论通过变换从定向波浪谱得出：

$$S_{UU}\left(f,\bar{\theta}\right)=G_U^2\left(f\right)S_{\eta\eta}\left(\omega,\bar{\theta}\right)\quad S_{AA}\left(f,\bar{\theta}\right)=G_A^2\left(f\right)S_{\eta\eta}\left(\omega,\bar{\theta}\right) \tag{15-4}$$

式中：

$$G_U\left(f\right)=\frac{2\pi f\cosh\left(k\left(D+e\right)\right)}{\sinh\left(kh\right)},G_A\left(f\right)=\frac{\left(2\pi f\right)^2\cosh\left(k\left(D+e\right)\right)}{\sinh\left(kh\right)}$$

式中：

f 为波浪频率，$f=\omega/2\pi$；

k 为波浪数；

D 为管道外径；

e 为海床和管道间的间隙；

h 为管道处水深。

15.2.2 疲劳损伤评估程序 Fatigue Damage Assessment Procedure

对作用力模型进行以下假设：

- 管道沿程的质量、轴向力、刚度及结构阻尼不随时间变化；
- 假定平均（主）波浪方向垂直于管道并且所有能量均集中于主波方向周围；
- 时域疲劳模型可包含统计分布海流速度或固定海流速度；
- 频域疲劳模型不考虑海流。

根据这些假设，疲劳损伤评估程序可概述为：

- 确定海洋环境特征：波浪环境由各种波浪状态的出现频率进行表达，并由波浪状态矢量 $\Theta=[H_s,T_p,\theta_w]$ 和波浪谱确定；海流则由海流速度的 Weibull 分布予以说明。

- 动态响应分析：选择合适的波浪频率、高度和方向，然后针对各种波浪状态计算管道的动态响应和载荷。因为作用力模型可基于时域法、时域 / 频域混合法以及频域法得到，所以通常会使用动态响应分析，结果以单位波浪振幅的载荷或位移传递函数进行表达。

- 结构分析：进行结构分析以确定管道各应力集中点的单位载荷或单位位移的应力传递函数。

- 应力传递函数：作为波浪频率函数的单位波浪振幅载荷传递函数乘以单位载荷应力传递函数可确定作为波浪频率函数的单位波浪振幅应力传递函数。

- 应力集中系数（SCF）：疲劳评估中需对几何应力集中系数予以考虑，可通过有限元分析确定应力集中系数。

- 应力集中点应力传递函数：应力传递函数乘以应力集中系数可确定应力集中点应力传递函数。

- 长期应力范围：基于波浪谱、波浪散布图以及单位波浪振幅的应力集中点应力响应可确定长期应力范围，方法是将各波浪状态的波浪振幅谱纵坐标值乘以应力集中点应力传递函数纵坐标值的平方以确定应力谱。假定应力范围分布符合 Rayleigh 分布，则通过各波浪状态下不同波浪方向的短期 Rayleigh 分布可确定长期应力范围，此求和结果可进一步用于拟合 Weibull 分布。

- *S–N* 分类：对于所考虑的各关键位置，可基于几何结构、施加载荷及焊接质量确定其 *S–N* 曲线。

● 在长期应力集中点应力分布和 S–N 分类的基础上即可进行悬跨管道的疲劳分析和设计。

15.2.3 疲劳损伤接受准则 Fatigue Damage Acceptance Criteria

设计理念是就应力循环总体而言，只要能满足疲劳接受准则，那么波浪作用导致的涡旋脱落和振荡所产生的振动就可以接受。疲劳损伤评估将基于 Miner 法则进行：

$$D_{fat}=\sum\frac{n_i}{N_i}\leqslant\eta \tag{15-5}$$

式中 D_{fat} 为生命周期累积疲劳损伤，η 为容许损伤比而 N_i 为应力 S_i 处的失效周期数，应力由 S–N 曲线确定：

$$N_i=C^{*}S_i^{-m} \tag{15-6}$$

m 为疲劳指数而 C 为特征疲劳强度常数，与应力范围区 S_i 对应的周期数 n_i 可由下式得出：

$$n_i=P(\bullet)\,f_vT_{life} \tag{15-7}$$

$P(\bullet)$ 为波浪和海流共同导致的流动事件的概率，f_v 为所考虑管道响应的主要振动频率而 T_{life} 则为暴露于疲劳载荷效应的时间。

应用分项安全系数，上式可重新表达为

$$D_{fat}=\frac{T_{life}}{C}\sum f_v\left(\gamma_s S\left(\gamma_f,\gamma_k\ldots\right)\right)^m P(\bullet)\leqslant\eta \tag{15-8}$$

式中 γ_f、γ_k 和 γ_s 分别为固有频率、阻尼（稳性参数）和应力范围的分项安全系数。对于一般安全等级，建议 $\gamma_f=\gamma_k=\gamma_s=1.3$ 而 η=0.6。

15.2.4 时域法求解疲劳损伤 Time Domain Solution for Fatigue Damage

可根据 H_s、T_p 和 θ_w 对散布图各波浪状态的疲劳损伤进行单独评估，见下式：

$$D_{fat}=\frac{T_{life}}{C}\sum_{H_sT_{s,w}}P(\bullet)\int_0^{\infty}\max\left[f_v\left(\gamma_s S\left(\gamma_f\gamma_k\ldots\right)\right)^m\right]\mathrm{dF_{Uc}} \tag{15-9}$$

式中：

$P(\cdot)$ 为根据有效波高 H_s、峰值周期 T_p 及波浪平均方向确定的出现特定波浪状态的联合概率；

dFUc 为海流速度的长期分布函数；当特定海流速度下可能存在几种振动模式时，符号“max”指造成疲劳损伤最大的模式。

时域分析中，不规则波浪在管道深度处产生的短期质点速度可由各种频率的规则波浪予以表达。

可针对各波浪状态在时域作用力模型中计算应力范围，波致速度振幅取定值而海流速度需取一系列值，从零至出现概率接近于零的最大值。计算得到的应力范围可用于对式（15-9）中的积分进行估算。对于各波浪状态，可将与各海流速度对应的疲劳损伤乘以海流速度的出现概率。当通过作用力模型得到所有波浪状态的应力范围后，就可用式（15-9）对疲劳损伤进行计算。

15.2.5　频域法求解疲劳损伤 Time Domain Solution for Fatigue Damage

一种波浪状态的疲劳损伤

对于窄带响应，一种波浪状态的累积损伤可以连续方式进行表达

$$D_{\text{fat}} = \int_0^{\infty} \frac{n(S)}{N(S)} \mathrm{d}S \tag{15-10}$$

式中 $n(S)dS$ 为 S 和 $S+dS$ 之间的应力范围数。如果假定稳定响应过程的持续时间为 T_{life}，应力循环的总数为

$$N = v_0 T_{\text{life}} = \frac{T_{\text{life}}}{2\pi}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \tag{15-11}$$

从式中可以得到

$$n(S)\mathrm{d}S = Np(S)\mathrm{d}S = v_0 T_{\text{life}} p(S)\mathrm{d}S$$

式中 $p(S)$ 为应力范围 S 的概率密度函数，由下式给出：

$$p(S) = \frac{S}{4\sigma^2}\exp\left(-\frac{S^2}{8\sigma^2}\right)$$

然后可得到

$$D_{\text{fat}} = v_0 T_{\text{life}} \int_0^{\infty} \frac{p(S)}{N(S)} \mathrm{d}s = \frac{T_{\text{life}}}{2\pi}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \cdot \frac{1}{m} \int \frac{S^{m+1}}{4\sigma^2} \exp\left(-\frac{S^2}{8\sigma^2}\right) \mathrm{d}s$$

使用符号：

$$t=\frac{S^2}{8\sigma^2}$$

及 Gamma 公式

$$\int_0^\infty e^{-t}t^{\frac{m}{2}}\mathrm{d}t=\Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right)$$

可以得到

$$D_{\mathrm{fat}}=\frac{T_{\mathrm{life}}}{2\pi}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}}\cdot m_0^{\frac{m}{2}}\left(\frac{8^{\frac{m}{2}}}{C}\right)\cdot\Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right) \quad (15\text{-}12)$$

所有波浪状态的疲劳损伤

根据一种波浪状态的损伤公式可以方便地计算出所有波浪状态的累积损伤。如果是宽带响应过程，由于假定为窄带响应，所以建议使用 Wirsching 雨流修正系数对保守的假定进行修正（Wirsching and Light, 1980）。

$$D_{\mathrm{fat}}=\sum_{\mathrm{i}}^{\text{all sea-states}}\frac{T_{\mathrm{life}}}{2\pi}\sqrt{\frac{m_{2\mathrm{i}}}{m_{0\mathrm{i}}}}\cdot m_{0\mathrm{i}}^{\frac{m}{2}}\left(\frac{8^{\frac{m}{2}}}{C}\right)\cdot\Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right)\cdot\lambda(\varepsilon,m)\gamma_{\mathrm{s}}^{m} \quad (15\text{-}13)$$

式中：

$\lambda(\varepsilon,m)$ 为雨流修正系数；

$\lambda(\varepsilon,m)$ 为 $a+(1-a)(1-\varepsilon)^b$；

a 为 0.926–0.003m；

b 为 1.587m–2.323m；

m_{0i} 为热点应力谱的零谱矩；

m_{2i} 为热点应力谱的二阶谱矩；

ε 为热点应力谱的带宽。

根据式（15–13），应力范围谱可直接变换为疲劳损伤。进行谱疲劳分析后，通过传递函数将波浪谱变换为底部速度谱、响应振幅谱直至最终的应力范围谱即可得到解析表达。

15.3 作用力模型 Force Model

15.3.1 单跨的流向运动公式 The Equation of In−line Motion for a Single Span

下式为在波浪力作用下 Bernoulli–Euler 梁的流向运动公式，波浪力通过莫里森力、阻尼力及轴向力表达：

$$M\frac{\partial^2 z}{\partial t^2}+C\frac{\partial z}{\partial t}+EI\frac{\partial^4 z}{\partial x^4}-T\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}=\frac{1}{2}\rho DC_{\rm D}\left(U-\frac{\partial z}{\partial t}\right)\left|U-\frac{\partial z}{\partial t}\right|+C_{\rm M}\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{\partial U}{\partial t}-(C_{\rm M}-1)\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \quad (15\text{–}14)$$

式中：

z 为管道的流向位移，为 t 和 x 的函数；

x 为管道沿程位置；

t 为时间；

M 为管道及内部流体的质量；

C 为阻尼参数；

EI 为抗弯刚度，E 为弹性模量，I 为抗弯惯性力矩；

T 为有效力（如果是压缩力则为负）；

U 为时变瞬时流速；

ρ 为水密度；

D 为管道直径；

CD 为拖曳系数；

$C_{\rm M}$ 为（$C_{\rm a}$+1），惯性系数，$C_{\rm a}$ 为附加质量系数。

$C_{\rm D}$ 和 $C_{\rm M}$ 为 Keulegan–Carpenter（KC）数及海流速度与波浪速度之比 α 的函数。

附加质量系数取自 DNV 指南的图 9–1[5] 并需乘上一个系数，因为跨段和海床之间存在间隙。

梁的运动是时间及梁上位置的函数，可在合适的边界条件下通过求解式（15–14）得到。

式（15–14）为非线性偏微分方程，无法解析求解。通过应用模态分析，可排除公式与管道轴位置的相关性。模态分析基于假定梁的振动模态可由梁的总本征模态代表，这样能增加模态数并提高精确性。模态分析将非线性偏微分方程简化为了一组非线性常微分方程。

非线性常微分方程可数值求解或线性化后进行解析求解。前一种方法称为“时域法”，后一种方法称为“频域法”。

时域法比频域法需要进行更多计算，但后者在有些情况下会得到错误结果。就本文而言，还应指出莫里森力表达法是经验方法，起初用于静止垂直桩。自从提出以来，已证实公式可以涵盖其他应用场合。相对速度模型能够说明振动圆柱体上的波浪力，作用力系数是经验值，可从规则波浪实验得到。

15.3.2 模态分析 Modal Analysis

模态分析法可将偏微分方程简化为一组常微分方程，关键假设是梁的振动模态能够通过叠加本征模态进行表达。本征频率和模态由表达自由振动的运动公式确定：

$$M\frac{\partial^2 z}{\partial t^2}+EI\frac{\partial^4 z}{\partial x^4}-T\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}=0$$

上式的解可表达为：

$$Z(t,x)=\psi(x)\chi(t)$$

式中：

$$\chi(t)=\cos(\omega t+\phi),n=1,2,3,\cdots$$

以及

$$\psi(x)=c_1\cosh(s_1x)+c_2\sinh(s_1x)+c_3\cos(s_2x)+c_4\sin(s_2x)$$

$$s_1=\sqrt{\left(\frac{T^2}{4E^2I^2}+\frac{\rho A\omega^2}{EI}\right)^{\frac{1}{2}}+\frac{T}{2EI}}$$

$$s_2=\sqrt{\left(\frac{T^2}{4E^2I^2}+\frac{\rho A\omega^2}{EI}\right)^{\frac{1}{2}}-\frac{T}{2EI}}$$

对于端部有弹簧的梁，其边界条件可表达为：

$$BC\ 1:EI\frac{\mathrm{d}^2\psi(0)}{\mathrm{d}x^2}=k_{\mathrm{r}_1}\frac{\mathrm{d}\psi(0)}{\mathrm{d}x}$$

$$BC\ 2:EI\frac{\mathrm{d}^2\psi(l)}{\mathrm{d}x^2}=-k_{\mathrm{r}_2}\frac{\mathrm{d}\psi(l)}{\mathrm{d}x}$$

$$BC\ 3:T\frac{\mathrm{d}\psi(0)}{\mathrm{d}x}-EI\frac{\mathrm{d}^3\psi(0)}{\mathrm{d}x^3}=k_{\mathrm{t}_1}\psi(0)$$

$$BC\ 4:T\frac{\mathrm{d}\psi(l)}{\mathrm{d}x}-EI\frac{\mathrm{d}^3\psi(l)}{\mathrm{d}x^3}=-k_{\mathrm{t}_2}\psi(l)$$

式中：

$k_{\mathrm{t}1}$ 为平移弹簧刚度，梁的左端；

$k_{\mathrm{t}2}$ 为平移弹簧刚度，梁的右端；

$k_{\mathrm{r}1}$ 为转动弹簧刚度，梁的左端；

$k_{\mathrm{r}2}$ 为转动弹簧刚度，梁的右端；

l 为管道长度。

在通解中应用边界条件可得到 4 个线性公式，将其作为频率行列式对 ω 进行求解。当 ω 已知后，可确定除任意因子外的 4 个系数。

推导出的频率行列式为

$$\det\begin{vmatrix} s_1^{\ 2} & -\frac{k_{\mathrm{r}_1}}{EI}s_1 & -s_2^2 & -\frac{k_{\mathrm{r}_1}}{EI}s_2 \\ s_1^{\ 2}\cosh(s_1l)+\frac{k_{\mathrm{r}_2}}{EI}s_1\sinh(s_2l) & s_1^{\ 2}\sinh(s_1l)+\frac{k_{\mathrm{r}_2}}{EI}s_1\cosh(s_1l) & -s_2^{\ 2}\cos(s_2l)-\frac{k_{\mathrm{r}_2}}{EI}s_2\sin(s_2l) & -s_2^{\ 2}\sin(s_2l)+\frac{k_{\mathrm{r}_2}}{EI}s_2\cos(s_2l) \\ \frac{k_{\mathrm{t}_1}}{EI} & s_1^{\ 3}+\frac{T}{EI}s_1 & \frac{k_{\mathrm{t}_1}}{EI} & \frac{T}{EI}s_2-s_2^{\ 3} \\ \left(s_1^{\ 3}+\frac{T}{EI}s_1\right)\sinh(s_1l)-\frac{k_{\mathrm{t}_2}}{EI}\cosh(s_1l) & \left(s_1^{\ 3}+\frac{T}{EI}s_1\right)\cosh(s_1l)-\frac{k_{\mathrm{t}_2}}{EI}\sinh(s_2l) & \left(s_2^{\ 3}-\frac{T}{EI}s_2\right)\sin(s_2l)-\frac{k_{\mathrm{t}_2}}{EI}\cos(s_2l) & \left(\frac{T}{EI}s_2-s_2^{\ 3}\right)\cos(s_2l)-\frac{k_{\mathrm{t}_2}}{EI}\sin(s_2l) \end{vmatrix}=0$$

可假定初始运动公式（15–14）的解为时间响应函数与本征模态之积，如下所示：

$$z(x,t)=\sum_{\mathrm{n}=1}^{m}Z_{\mathrm{n}}(t)\psi_{\mathrm{n}}(x) \qquad (15\text{–}15)$$

15.3.3 时域法 Time Domain Solution

广义运动公式

将式（15-13）代入式（15-14）得到：

$$\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\left[(M+M_a)\frac{d^2(Z_n(t))}{dt^2}+C\frac{d(Z_n(t))}{dt}\right]\right)+\sum_{n=1}^{m}\left(Z_n(t)\left[EI\frac{d^4(\psi_n(x))}{dx^4}-T\frac{d^2(\psi_n(x))}{dx^2}\right]\right)=$$

$$\frac{1}{2}\rho DC_D\left(U-\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{dZ_n(t)}{dt}\right)\right)\left|U-\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{dZ_n(t)}{dt}\right)\right|+C_M\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{dU}{dt}$$

式中： $M_a=(C_m-1)\frac{\pi}{4}\rho D^2$

将公式乘以 ψ_j（x）并对梁的长度进行积分得到

$$\int_{x=0}^{l}\left\{\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\left[(M+M_a)\frac{d^2(Z_n(t))}{dt^2}+C\frac{d(Z_n(t))}{dt}\right]\right)\right\}\psi_j^2(x)dx+\int_{x=0}^{l}\left\{+\sum_{n=1}^{m}\left(Z_n(t)\left[EI\frac{d^4(\psi_n(x))}{dx^4}-T\frac{d^2(\psi_n(x))}{dx^2}\right]\right)\right\}\psi_j(x)dx=$$

$$\int_{x=0}^{l}\left\{\frac{1}{2}\rho DC_D\left(U-\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{dZ_n(t)}{dt}\right)\right)\left|U-\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{dZ_n(t)}{dt}\right)\right|\right\}\psi_j(x)dx+\int_{x=0}^{l}\left\{C_M\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{dU}{dt}\right\}\psi_j(x)dx$$

利用正交性得到

$$\left[(M+M_a)\frac{d^2(Z_n(t))}{dt^2}+C\frac{d(Z_n(t))}{dt}\right]\int_{x=0}^{l}\psi_n^2(x)dx+Z_n(t)\int_{x=0}^{l}\left[EI\frac{d^4(\psi_n(x))}{dx^4}-T\frac{d^2(\psi_n(x))}{dx^2}\right]\psi_n(x)dx=(n=1,\cdots,m)$$

$$\int_{x=0}^{l}\left\{\frac{1}{2}\rho DC_D\left(U-\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{d(Z_n(t))}{dt}\right)\right)\left|U-\sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{d(Z_n(t))}{dt}\right)\right|\right\}\psi_n(x)dx+C_M\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{dU}{dt}\int_{x=0}^{l}\psi_n(x)dx$$

因而可得到广义运动公式：

$$M_n \frac{d^2(Z_n(t))}{dt^2} + C_n \frac{d(Z_n(t))}{dt} + K_n Z_n(t) = F_n \tag{15-16}$$

式中：

$$M_n = \int_{x=0}^{l} (M + M_a)\psi_n^2(x)dx = (M + M_a)\int_{x=0}^{l} \psi_n^2(x)dx$$

$$C_n = \int_{x=0}^{l} 2\zeta_n\omega_n m\psi_n^2(x)dx = 2\zeta_n\omega_n m\int_{x=0}^{l} \psi_n^2(x)dx$$

$$K_n = \int_{x=0}^{l} \left[EI\frac{d^4(\psi_n(x))}{dx^4} - T\frac{d^2(\psi_n(x))}{dx^2}\right]\psi_n(x)dx$$

$$F_n = \int_{x=0}^{l} \left\{\frac{1}{2}\rho DC_D\left(U - \sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{dZ_n(t)}{dt}\right)\right)\left|U - \sum_{n=1}^{m}\left(\psi_n(x)\frac{dZ_n(t)}{dt}\right)\right|\right\}\psi_n(x)dx$$
$$+ \int_{x=0}^{l} \left\{C_M\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{dU}{dt}\right\}\psi_n(x)dx$$

当解出式(15–16)后，梁的运动可作为时间和管道上位置的函数，如式(15–15)所示。

使用时域模型时有两种方法能够确定响应时程。一种方法是针对代表性规则波浪谱求解式（15–16），另一种方法是从波浪谱生成不规则波浪速度的时程并用于求解式（15–16）。

数值法求解的准备

时域法从波浪谱 $S_X(\omega)$ 构建不规则波面的时程。根据此类波浪谱，通过线性波浪理论得出的水质点速度和加速度为：

$$U(t) = \sum_{i=-n}^{n} \bar{\omega}_1\sqrt{2S_{hh}(\bar{\omega})\Delta\bar{\omega}}\cos(\bar{\omega}_i t + \theta_i)$$

$$\dot{U}(t) = -\sum_{i=-n}^{n} \bar{\omega}_1^2\sqrt{2S_{hh}(\bar{\omega})\Delta\bar{\omega}}\sin(\bar{\omega}_i t + \theta_i)$$

式中：

$S_{hh}(\bar{\omega}) = \frac{1}{4}S_{\eta\eta}(\bar{\omega})$ 为波浪高度谱；

θ_i 为相角，均匀分布于 0~2π。

基于以上各式可构建出速度和加速度的时间序列，然后对跨段运动进行时域分析并得到响应时程。

式（15–16）在求解前必须对其进行重构，因为所用的数值微分方程解法只能处理一阶常微分方程。引入一个新的变量后公式变为

$$\frac{\mathrm{d}Z_{\mathrm{n}}(t)}{\mathrm{d}t}=\tilde{Z}_{\mathrm{n}} \tag{15–17}$$

$$\frac{\mathrm{d}^2Z_{\mathrm{n}}(t)}{\mathrm{d}t^2}=\frac{\mathrm{d}\tilde{Z}_{\mathrm{n}}}{\mathrm{d}t} \tag{15–18}$$

$$\begin{aligned}&(M+M_{\mathrm{a}})\frac{\mathrm{d}\tilde{Z}_{\mathrm{n}}(t)}{\mathrm{d}t}\int_{x=0}^{l}\psi_{\mathrm{n}}^2(x)\mathrm{d}x=\\&\int_{x=0}^{l}\left\{\frac{1}{2}\rho DC_{\mathrm{D}}\left(U-\sum_{\mathrm{n}=1}^{m}\left(\psi_{\mathrm{n}}(x)\tilde{Z}_{\mathrm{n}}(t)\right)\right)\left|U-\sum_{\mathrm{n}=1}^{m}\left(\psi_{\mathrm{n}}(x)\tilde{Z}_{\mathrm{n}}(t)\right)\right|\right\}\psi_{\mathrm{n}}(x)\mathrm{d}x\\&+C_{\mathrm{M}}\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t}\int_{x=0}^{l}\psi_{\mathrm{n}}(x)\mathrm{d}x-C\tilde{Z}_{\mathrm{n}}(t)\int_{x=0}^{l}\psi_{\mathrm{n}}^2(x)\mathrm{d}x\\&-Z_{\mathrm{n}}(t)\int_{x=0}^{l}\left[EI\frac{\mathrm{d}^4(\psi_{\mathrm{n}}(x))}{\mathrm{d}x^4}-T\frac{\mathrm{d}^2(\psi_{\mathrm{n}}(x))}{\mathrm{d}x^2}\right]\psi_{\mathrm{n}}(x)\mathrm{d}x\end{aligned} \tag{15–19}$$

对式（15–17）和式（15–19）求解得到 Z_{n}（t），随后由式（15–15）得出管道移动。

然后通过傅里叶变换可由响应时程计算出管道响应谱。时程仿真的优点是正确考虑了载荷和响应中的非线性。但传递函数的计算也涉及到线性化处理，基本上仅适用于已进行过仿真的波浪状态。

解的精度随着 m 的增加而增加，但待解的联立方程数量增加为 m 的 2 倍，因而需通过尝试来确定 m 的值。

应力计算

当得到作为时间和 x 轴位置函数的梁运动后，可由下式计算出应力范围：

$$\Delta\sigma=E\frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial x^2}D$$

如果梁有基本支撑（两端铰支、两端固定、一端铰支与一端固定），最大弯矩将发生在梁的中部或端部。如果梁由弹簧支撑，最大弯矩不一定发生在这些位置。

15.3.4 频域法

Frequency Domain Solution

广义运动公式

此处所述的频域模型基于线性化莫里森公式。为了对非线性拖曳项进行线性

化，假定 $U>>\frac{\partial z}{\partial t}$，那么可以提出以下线性化方法 [6]：

$$\left(U-\frac{\partial z}{\partial t}\right)\left|U-\frac{\partial z}{\partial t}\right| \cong U|U|-2|U|\frac{\partial z}{\partial t}$$

针对整个波浪状态取绝对速度的平均值，该值被用作统计值：

$$|U|=\sqrt{\frac{8}{\pi}}\sigma_{\mathrm{U}}，\ \sigma_{\mathrm{U}}=RMS\left(U(t)\right)$$

然后得到

$$\left(U-\frac{\partial z}{\partial t}\right)\left|U-\frac{\partial z}{\partial t}\right| = K_{\mathrm{L}}U-2K_{\mathrm{L}}\frac{\partial z}{\partial t}$$

运动方程就可重新表达为

$$\left(M+M_{\mathrm{A}}\right)\frac{\partial^2 z}{\partial t^2}+\left(C+2K_{\mathrm{D}}K_{\mathrm{L}}\right)\frac{\partial z}{\partial t}+EI\frac{\partial^4 z}{\partial x^4}-T\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}=K_{\mathrm{D}}K_{\mathrm{L}}U+K_{\mathrm{M}}\frac{\partial U}{\partial t}$$

式中：

$$K_{\mathrm{D}}=\frac{1}{2}\rho DC_{\mathrm{D}}$$

$$K_{\mathrm{M}}=C_{\mathrm{M}}\frac{\pi}{4}\rho D^2$$

$$M_{\mathrm{A}}=-\left(C_{\mathrm{M}}-1\right)\frac{\pi}{4}\rho D^2\frac{\partial^2 z}{\partial t^2}$$

$$K_{\mathrm{L}}=\sqrt{\frac{8}{\pi}}\sigma_{\mathrm{U}}$$

广义运动公式就可变换为

$$M_{\mathrm{n}}\frac{\mathrm{d}^2 Z_{\mathrm{n}}(t)}{\mathrm{d}t^2}+C_{\mathrm{n}}\frac{\mathrm{d}Z_{\mathrm{n}}(t)}{\mathrm{d}t}+K_{\mathrm{n}}Z_{\mathrm{n}}(t)=F_{\mathrm{n}}(t)，\ n=1\cdots，\ m$$

式中：

$$M_{\mathrm{n}}=\int_0^l\left(M+M_{\mathrm{a}}\right)\psi_{\mathrm{n}}^2(x)\mathrm{d}x=\left(M+M_{\mathrm{a}}\right)\int_0^l\psi_{\mathrm{n}}^2(x)\mathrm{d}x$$

$$C_{\mathrm{n}}=\int_0^l\left(C+2K_{\mathrm{D}}K_{\mathrm{L}}\right)\psi_{\mathrm{n}}^2(x)\mathrm{d}x=\left(C+2K_{\mathrm{D}}K_{\mathrm{L}}\right)\int_0^l\psi_{\mathrm{n}}^2(x)\mathrm{d}x$$

$$K_{\mathrm{n}}=\int_{x=0}^l\left[EI\frac{\mathrm{d}^4\left(\psi_{\mathrm{n}}(x)\right)}{\mathrm{d}x^4}-T\frac{\mathrm{d}^2\left(\psi_{\mathrm{n}}(x)\right)}{\mathrm{d}x^2}\right]\psi_{\mathrm{n}}(x)\mathrm{d}x$$

$$F_{\mathrm{n}}=\left(K_{\mathrm{D}}K_{\mathrm{L}}U+K_{\mathrm{M}}\frac{\partial U}{\partial A}\right)\int_0^L\psi_{\mathrm{n}}(x)\mathrm{d}x$$

波浪力和位移之间的传递函数

使用短期波浪条件，外力函数谱可表达为

$$S_{FF}(f)=K_D{}^2K_L{}^2S_{UU}(f)+K_M{}^2S_{AA}(f)$$

n 阶广义外力函数谱 $F_n(t)$ 为

$$F_n(t)=\int_0^l \psi_n(x)F(t)\mathrm{d}x=F(t)\int_0^l \psi_n(x)\mathrm{d}x$$

$$S_{F_nF_n}(f)=\left[\int_0^l \psi_n(x)\mathrm{d}x\right]^2 S_{FF}(f)$$

z_n–n 阶响应谱为：

$$S_{ZnZn}(f)=|M_{transfer,n}(f)|^2S_{FnFn}(f)$$

式中 $M_{transfer,n}(f)$ 为波浪力和位移响应之间的传递函数，可表达为

$$\left|M_{transfer,n}(f)\right|^2=\frac{1}{K_n^2\left\{1+\left(4\zeta_n^2-2\right)\left(\frac{f}{f_n}\right)^2+\left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right\}}$$

式中：

$$\zeta_n=\frac{C_n}{M_n}$$

热点应力谱

位移和应力范围之间存在如下线性关系：

$$\Delta\sigma(x,t)=-ED\frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial x^2}=-ED\sum_{n=1}^{m}Z_n(t)\frac{\partial^2\psi_n(x)}{\partial x^2}$$

因而梁上特定点的应力谱可表达为

$$S_{\sigma\sigma}(f,x)=E^2D^2\sum_{n=1}^{m}\left(\frac{\partial^2\psi_n(x)}{\partial x^2}\right)^2 S_{Z_nZ_n}(f)$$

热点应力谱可表达为

$$S_{hotspot}(f,x)=(SCF)^2S_{\sigma\sigma}(f,x)$$

式中 SCF 为应力集中系数。

对得到的热点应力响应谱进行数值积分以获取计算疲劳损伤所需的弯矩 m_n。

$$m_n=\int_0^\infty f^n S_{hotspot}(f,x)\mathrm{d}f\ ,\quad n=0,1,2$$

过零率和带宽由下式确定：

$$T_z = 2\pi\sqrt{\frac{m_0}{m_2}}, \varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}}$$

15.4 频域法和时域法比较
Comparisons of Frequency Domain and Time Domain Approaches

研究人员开发了被称为“FATIGUE”的计算机程序，其时域程序由两部分组成：

- 第一部分求解微分运动方程；
- 第二部分计算疲劳损伤。

Fyrileiv 对疲劳程序与疲劳计算法进行了比较[7]。

图 15.2 为基于时域法和频域法对 42in 管道在不同水深和跨段长度下累积疲劳损伤的变化情况进行分析。图中显示时域法和频域法结果的差异较大，需要进一步研究。因为时域法考虑到海流和非线性速度的影响，所以被认为要比频域法更精确。

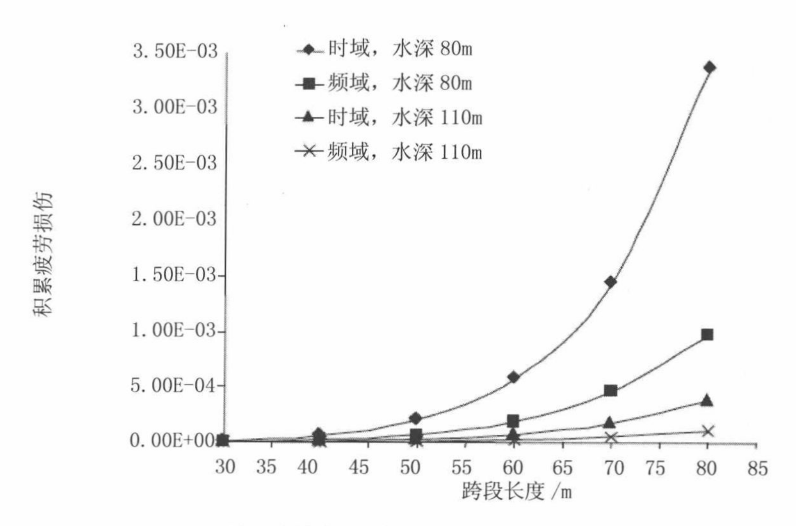


图 15.2　基于时域法和频域法的累积疲劳损伤与跨段长度

Xu 等人对疲劳损伤评估进行了参量研究[8]。

15.4.1 小结 Summary

普通悬跨段可用固有频率、模态、阻尼和模态质量予以说明。本章考虑的是具有弹簧边界条件的梁，但所述公式可方便地对管道在位有限元模型的模态分析结果进行后处理，而有限元模型能够对海床和运行状态精确建模。然后可使用 FATIGUE 程序对更为详细的模型进行验证[10]。

本章介绍了一种分析悬跨管道波致疲劳的方法，该方法包含以下内容：

（1）提出用于悬跨段频域动态响应分析的解析公式，忽略海流速度。

（2）对于不同出现概率的规则波浪和海流速度时域求解运动方程。

（3）通过使用联合概率叠加所有波浪状态和海流的影响来计算疲劳损伤。

（4）数值样例说明时域疲劳分析和频域疲劳分析之间存在较大差异，这是莫里森公式和海流速度的非线性效应所致，需要进一步研究。

（5）对管道跨段的 51 处位置进行了疲劳计算，计算机程序预测的疲劳损伤与 Fyrileiv 的预测结果[9]较为接近。

15.5 参考文献 References

[1] F. Tura, M.B. Bryndum and N.J.R. Nielsen, Guideline for free Spanning Piplines: Outstanding Items and Technological Innovations, Proceedings of Conference on Advances in Subsea Pipeline Engineering and Technology, Aberdeen, 1994.

[2] K.J. Mørk, L. Vitali and R. Verley, The Multispan Project: Design Guideline for Free Spanning Pipelines, Proceedings of OMAE “97, 1997.

[3] R.D. Blevins, Flow–Induced Vibration, Krieger Publishing Company, 1994.

[4] M.B. Sumer and Jørgen. Fredsøe, Hydrodynamics Around Cylindrical Structures, Advanced Series on Ocean Engineering–Vol 12, Published by World Scientific, Singapore, 1997.

[5] DNV, Recommended Practice of Free Spanning Pipelines, DNV–RP–F105, Det Norske

Veritas, 2006.

[6] R. Verley, Gudesp–Hydrodynamic Force Model, in–line, Memo dated 19th June, 1992.

[7] Y. Bai, B. Lauridsen, T. Xu, and P.A. Damsleth, Force Model and In–line Fatigue of Free–Spanning Pipelines in Waves, Proc. of OMAE "98, 1998.

[8] T. Xu, B. Lauridsen and Y. Bai, Wave–induced Fatigue of Multi–span Pipelines, Journal of Marine Structures, Vol. 12, 1999, pp. 83–106.

[9] O. Fyrileiv et al., Fatigue Calculations Using Frequency Domain Approach, Fax dated 30th Jan, 1998.

[10] Y. Bai, and P.A. Damsleth, Design Through Analysis Applying Limit–state Concepts and Reliability Methods, Plenary paper for ISOPE "98, 1998.

第 16 章　拖网冲击、拖拉及坠落物体

Trawl Impact, Pullover and Drop Objects

16.1 引言 Introduction

渔具与管道之间的相互作用是最为严峻的海底管道系统设计实例之一，因为今天的工业对冲击、拖拉和起吊的严重性还无法给予很好诠释。对管道、渔具和船舶的损伤明显与渔具类型和管道状况有关，例如渔具的重量和速度以及管道的壁厚、涂层和柔性。设计管道使之免受渔具影响的最重要问题之一是需要对所施加载荷及其时间历史以及管道抗力进行真实描述。载荷、响应分析和接受准则的概述如表 16.1 所示。

表 16.1 拖网冲击、拖拉及起吊概述

	时间	载荷	解决方案	设计接受准则	设计参数
冲击	数秒	质量速度	质量－弹簧系统动力学	管道凹痕损伤小于外径的0.035	管道涂层的能量吸收能力
拖拉	数秒钟	水平和垂直载荷的时间历史	时域动力学	许用弯矩，许用应力 / 应变	悬跨段高度和长度
起吊	数分钟	垂直位移	静态解决方案	许用弯矩，许用应力 / 应变	渔具，悬跨段频率

16.2 拖网渔具 Trawl Gears

16.2.1 拖网渔具的基本种类 Basic Types of Trawl Gear

在北海，海底拖网作业一般采用两种渔具：网板和桁杆。网板拖网可深至大于 400m 的深度。桁杆拖网一般至水深 100m 处。拖网网板是一块类似矩形的钢板，使拖网网袋张开，而桁杆拖网则由一条长的桁杆构成并使拖网张开。桁杆在每一端设有桁杆靴，假定冲击行为均来自这些桁杆靴。

16.2.2 目前使用的最大拖网渔具 Largest Trawl Gear in Present Use

表 16.2 为 1995 年北海所使用的最大拖网板数据。

表 16.2　北海最大拖网板数据

	消耗量		行业
	多功能网板	V 型网板	V 型网板
质量 /kg	3500	2300	1525
长度 × 宽度 /m	4.8 ×2.8	3.8 × 2.25	3.7× 2.4
拖网速度 /m/s	2.8	2.8	1.8

至于未来的设备发展或变化，则必须通过调研管道寿命期限内的可能变化而予以考虑。致力于改进设计是为了优化拖网板形状并以此方式来降低拖曳拖网所

需的力，因此可使油耗最少，经济性得以提高。尽管未来会有少量的更大型拖网渔船，但这表明拖网板质量和拖网速度的增加微乎其微。

16.3 接受准则 Acceptance Criteria

相对应于 NPD（1990）[1] 偶然载荷和环境载荷的接受准则，其意在不应发生泄漏。“无泄漏”接受准则解释如下：

16.3.1 冲击响应分析 Impact Response Analyses

当拖网载荷被视为偶然载荷时，对凹痕深度接受准则做如下建议：

根据 ASME B31.8[2]，在以往的实践中，凹痕深度被限定为外径的 2%。这是一种保守假设。可以认定，有关凹痕可接受性的合理标准需以残余强度评估为根据。根据下述考量，可允许其最大值为外径的 5%：

● 正常使用极限状态（SLS）：允许清管作业的极限为外径的 5%；

● 爆破强度：管道抗腐蚀涂层不可以因受到冲击而被穿透。并且假定，冲击没有在管道钢壁上留下裂纹（磕伤）。因此，不会明显降低管道的爆破强度，因为凹痕深度为外径的 5%，且在凹痕区域内不出现裂纹。

● 疲劳强度：所需疲劳寿命意味着在后续检验之前并不一定出现疲劳失效，检验时可对可能的凹痕损伤进行探测并予修理。根据 Fowler 等 [3] 的美国天然气协会（AGA）研究信息，可以说明 5% 外径的凹痕深度从周期性内部压力所致疲劳的视角来看是可以接受的。

● 屈曲 / 压溃：压溃压力不因凹痕而降低。从基于应变的设计标准来看，需降低许用应变。

内部压力可降低凹痕深度。然而，因内部压力而降低凹痕深度可忽略不计。

严格地说，有必要核查局部应力和应变，以确保在冲击过程中无泄漏发生。由于拖拉载荷远高于冲击载荷，此类泄漏核查仅针对拖拉载荷而实施。

16.3.2 拖拉响应分析 Pullover Response Analyses

在拖拉响应分析中，“无泄漏”意味着满足了针对局部屈曲和断裂 / 塑性变化的强度要求，详见第 4 章。尤其是环形焊缝断裂应该是一种失效控制模式，因为局部屈曲应变被认为较大。

根据 STATOIL[4]，一般允许悬跨段出现在进行拖网作业的区域内，且假定满足上述标准。

16.4 冲击响应分析 Impact Response Analysis

16.4.1 概述 General

进行冲击分析是为了定义必须经由涂层吸收的冲击能量和涂层试验要求。

对于混凝土涂层管道，一般假定冲击能量受到涂层的保护，根据 STATOIL 无需进一步分析。

16.4.2 冲击响应分析方法 Methodology for Impact Response Analysis

分析的展开需遵守 STATOIL[4] 文件所推荐的程序。设计指导中所采用的有限元法类似于 Bai and Pedersen[5] 所建议的方法。

之所以进行分析原因在于传统的冲击分析过于保守，其假定冲击能量完全被钢材和绝缘层作为变形能量所吸收。拖网板和管道所吸收的动能可能会较大。事实上，仅有拖网板的部分动能被局部钢管所吸收。

水平 2 分析如图 16.1 所示。图中所列符号解释如下：

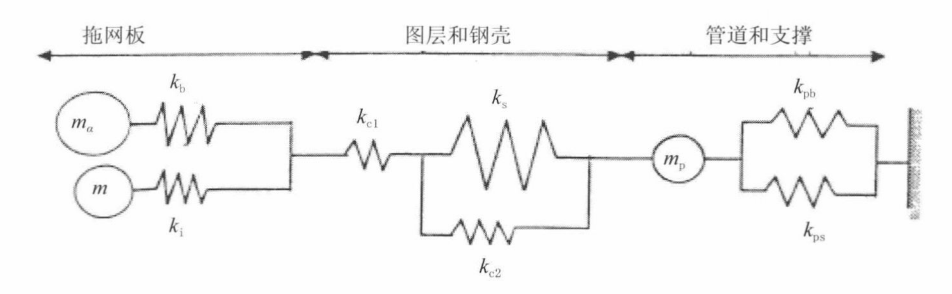


图 16.1　拖网板与管道之间发生冲击的物理模型

拖网板：

m_a 和 m 分别为拖网板的附加质量和钢材质量；

k_b 和 k_i 分别为拖网板的面外和面内刚度。

涂层和钢壳：

k_{c1} 表示涂层刚度；

k_{c2} 表示涂层对钢壳刚度的可能影响；

k_s 表示钢质管道的局部壳体刚度。

管道和支撑：

m_p 表示管道的有效质量，包括水动力附加质量；

k_{pb} 表示管道的有效弯曲刚度；

k_{ps} 表示作用于管道的有效土壤刚度。

局部锯齿形凹口曲线（包括钢管和绝缘层的）均可通过采用局部静态壳模型进行的有限元分析而获得。应采用几何单元和材料非线性单元对钢管建模。较大的偏转应予考虑，但可应用小应变理论。绝缘层单元的复杂性在很大程度上应取决于绝缘层制造商的材料性能的适用性。

能量吸收过程可采用动态全管道模型进行仿真处理。含管段在内的非线性梁单元可用于仿真管道的整体性能。钢管和绝缘层的锯齿形凹口曲线需采用仅能调节压缩力的弹簧单元进行建模。动态分析的展开需假定具有初始速度的拖网板的钢材和附加质量。有限元建模类似于第 8 章的有限元描述。其差别在于需要考虑的管道长度可能比用于冲击响应分析的要短一些。图 16.2 为拖网板与管道之间发生冲击的分析原则和步骤。

作为动态整体管道模型的结果，凹痕尺寸的获取将用于描述管道钢材的损伤情

况。另外，分析结果也包括钢管和涂层的变形时间历史、拖网板与管道之间的冲击力。

为了考虑涂层材料成本和管道安全性的平衡点，涂层对冲击能量的吸收能力应根据管道对拖网板载荷的冲击响应来确定。分析方法的开发系用于确定涂层的初始假设能量吸收能力。动态系统的详细冲击响应分析需采用非线性有限元程序，以确认假设中的能量吸收能力。

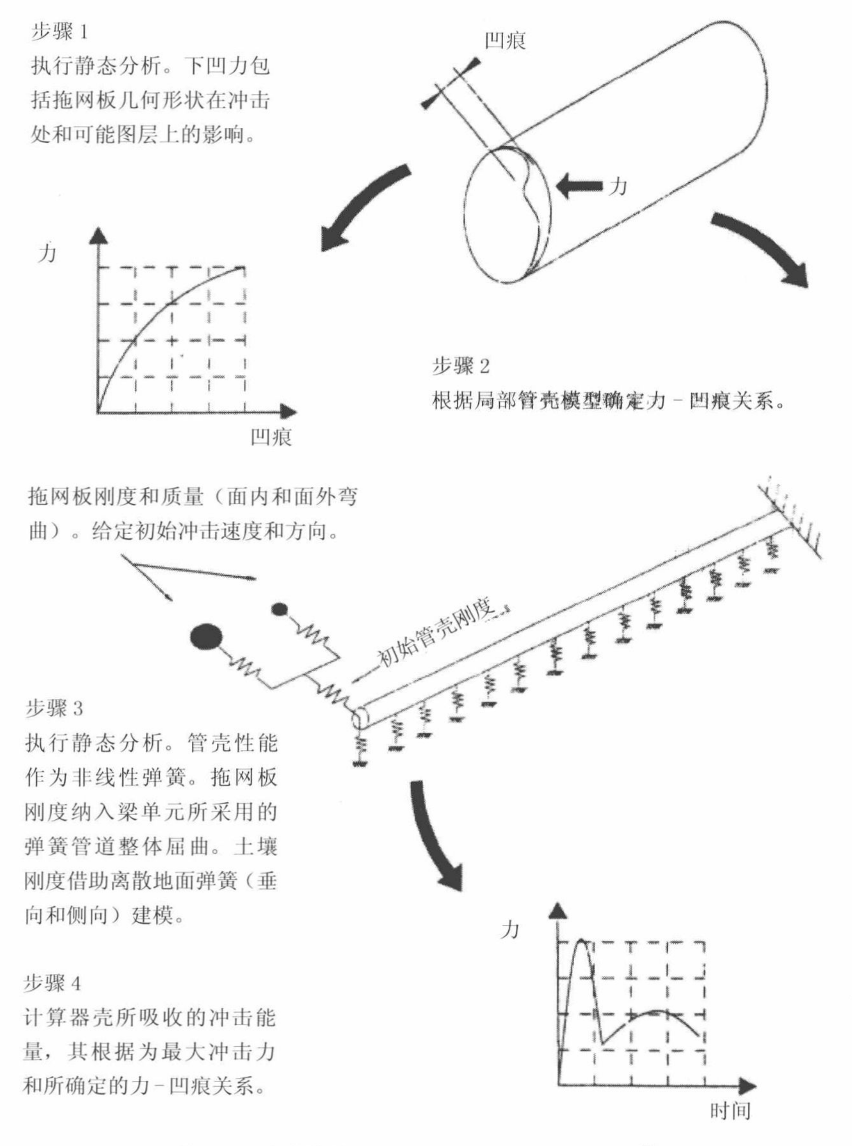


图 16.2　拖网板与管道之间发生冲击的示意图 [4]

16.4.3 钢管及涂层刚度 Steel Pipe and Coating Stiffness

16.4.3.1 概述 General

管道的局部刚度需由下述刚度表示：

- 钢管的局部壳体刚度 k_s；
- 涂层刚度 k_{c1}；

涂层对钢壳刚度的可能影响 k_{c2}——这是因为涂层将冲击载荷分布在钢质壳体的广大面积上，并呈切向传递一些力。

有待钢管和绝缘层吸收的变形能量如下：

$$E=E_S+E_{C1}+E_{C2} \tag{16-1}$$

式中：

E_S 为不含涂层的钢管所吸收的变形能量；

E_{C1} 为涂层所吸收的变形能量；

E_{C2} 为涂层对钢壳能量吸收的影响。

16.4.3.2 钢管刚度 k_s Steel Pipe Stiffness, ks

STATOIL[4] 所推荐的钢管的锯齿形凹口（δ–F）曲线表示如下：

$$\delta=\left(\frac{1}{25\sigma_y^2 t^3}\right)F^2 \tag{16-2}$$

式中：

δ 为钢管的变形（锯齿形凹口）；

F 为拖网板与管道之间的冲击力；

σ_y 为钢管的屈服应力；

t 为钢管壁厚。

16.4.3.3　涂层刚度 k_{C1} Coating Stiffness, k_{C1}

一般而言，业内使用两类绝缘层：橡胶和塑料。橡胶和塑料涂层都将载荷分布于其下的钢材上，同时吸收部分冲击能量。建议进行有限元分析和 / 或实验性试验，以获取绝缘层（k_{c1}）的载荷 – 锯齿形凹口曲线以及涂层对钢壳刚度（k_{c2}）的可能影响。在设计早期阶段，没有 k_{c1} 信息可供使用，因此建议通过经验公式显示涂层锯齿形凹口曲线（k_{c1}），见下：

实例 1：

$$\delta_C=\alpha F^2 \tag{16-3}$$

实例 2：

$$\delta_C=\beta F \tag{16-4}$$

式中：α 和 β 均为经验系数，可通过将上述经验公式计算出的能量与涂层能量吸收能力 EC 建立等式并计算得出，EC 来自制造商进行的涂层试验。

$$E_C=\int_0^{t_c} Fd\delta_C=\frac{2t_c^{1.5}}{3\alpha^{0.5}} \tag{16-5}$$

和

$$E_C=\int_0^{t_c} Fd\delta_C=\frac{t_c^{\,2}}{2\beta} \tag{16-6}$$

式中：

t_c 为涂层厚度；

δ_c 为涂层变形。

求解上述能量公式，可得：

$$\alpha=\frac{4t_c^3}{9E_C^2} \tag{16-7}$$

和

$$\beta=\frac{t_c^2}{2E_C} \tag{16-8}$$

绝缘层的锯齿形凹口曲线（δ_c–F 曲线）：

实例 1：

$$\delta_C=\left(\frac{4t_c^3}{9E_C^2}\right)F^2 \tag{16-9}$$

实例 2：

$$\delta_C = \left(\frac{t_c^2}{2E_C}\right)F \quad (16\text{–}10)$$

通过有限元仿真，有可能知道涂层的锯齿形凹口 δ coating。在此类情况下，涂层实际吸收的能量为

实例 1：

$$E_{Coating} = \int_0^{\delta_{coating}} Fd\delta_C = \frac{2\delta_{coating}{}^{1.5}}{3\alpha^{0.5}} \quad (16\text{–}11)$$

实例 2：

$$E_{Coating} = \int_0^{\delta_{coating}} Fd\delta_C = \frac{\delta_{coating}{}^{2}}{2\beta} \quad (16\text{–}12)$$

涂层能量吸收能力设计中的安全系数可计算如下：

$$安全系数 = \frac{E_C}{E_{Coating}} \quad (16\text{–}13)$$

实例 1 可得

$$安全系数 = \left(\frac{t_c}{\delta_{coating}}\right)^{1.5} \quad (16\text{–}14)$$

实例 2：

$$安全系数 = \left(\frac{t_c}{\delta_{coating}}\right)^{2} \quad (16\text{–}15)$$

16.4.3.4 涂层对钢管刚度的影响 k_{C2} Coating Effect on Steel Pipe Stiffness, k_{C2}

涂层对钢管刚度的影响 k_{C2} 可通过有限元分析法予以确立。但这要求制造商提供涂层的材料应力 – 应变曲线。在保守的情况下，涂层对钢管刚度的影响可忽略不计。

16.4.4 拖网板刚度、质量及水动力附加质量 Trawl Board Stiffness, Mass and Hydrodynamic Added Mass

16.4.4.1 概述 General

与拖网板相关的有两种质量：

钢材质量 m；假定钢材质量为 m=3500kg；

水动力附加质量 m_a；假定 P 板为 m_a=2.14m。

16.4.4.2 与钢材质量相关的拖网板面内刚度 Trawl Board In-plane Stiffness Connected with Steel Mass

钢材的质量 m 与弹簧相关联，后者用于仿真拖网板的面内刚度 k_i。因此建议[4]：

$$K_i=500\ (\mathrm{MN/m}) \tag{16-16}$$

16.4.4.3 与附加质量相关的拖网板面外刚度 Trawl Board Out-of-plane Stiffness Connected with Added Mass

附加质量 m_a 与弹簧相关联，后者用于仿真拖网板的弯曲刚度 kb。因此建议[4]：

$$K_b=10\ (\mathrm{MN/m}) \tag{16-17}$$

16.4.4.4 管道刚度、质量和附加质量 Pipe Stiffness, Mass and Added Mass

受启用管道的质量 m_p 是时间的函数。受启用管道在冲击期间长度加大。

管道的质量构成：

- 管道内部的内容物质量；
- 钢管的质量；
- 涂层的质量；
- 与管道相关的水动力附加质量。附加质量是放置于海底的管道所排出的水质量的 2.29 倍，是 1m 标高管道所排出的水质量的 1.12 倍。

采用下式可计算任一情况下的管道附加质量：

$$M_{\mathrm{a}} = C_{\mathrm{m}} \cdot \frac{\text{À} \cdot OD^2}{4} \cdot \rho_{\mathrm{w}} \tag{16-18}$$

式中：

C_{m} 为 2.29（附加质量系数）；

M_a 为附加质量；

OD 为管道外径，包括所有的涂层；

ρ_{w} 为水密度。

管道的弯曲刚度 k_{pb} 也是时间的函数，随时间递减。采用梁单元对管道刚度和质量进行仿真处理。

采用垂直方向的弹簧刚度 k_{ps} 和水平方向的摩擦 m 来表示土壤。土壤刚度是时间的函数，随时间递减。在此仅关注向下垂直分量的冲击，或是当土壤在冲击的反方向上构成管道支撑时的冲击。假定管道悬跨段不存在土壤刚度。如果管道被自由铺设在海床上，则无需开沟或埋地。对管 - 土相互作用则无粘连效应。在本研究中，由于冲击响应的时间周期非常短，因此假定土弹簧刚度为常数。

16.4.5 冲击响应 Impact Response

16.4.5.1 概述 General

本节的目的是为拖网板对放置于海床上的管道所产生的冲击进行建模。有关评估动态载荷作用下管道性能的主要接受准则是管壳凹痕、涂层偏转以及管道上的各种力和应力。其目的在于识别最小涂层特征，以便为管道针对拖网板 - 管道相互作用的冲击载荷提供充分的保护。

16.4.5.2 假设和接受准则 Assumptions and Acceptance Criteria

受偶然载荷作用下的拖网板冲击响应的接受准则就是无泄漏出现[4]。这意味着：

● 拖网板与钢管（不应出现冲击所致的磕伤）之间没有直接接触——涂层变形应明显小于涂层厚度；

● 钢管的凹痕深度应小于钢管直径的 5%；

● 管道中的局部等效应力应足够小，以避免出现可能的爆破——并不考虑使这一失效模式在冲击分析中起主导作用；

● 最大拉伸应变应足够小，以避免在环形焊缝处出现可能的断裂——并不考虑使这一失效模式在冲击分析中起主导作用。

在对冲击过程中环形焊缝处的可能断裂进行评估时，亦有必要对局部应变进行详细建模。然而，过应力所致的爆破和过应变所致的断裂均在拖拉过程中变得更为关键。因此，并不在冲击响应分析中考虑采用此类失效模式，但在拖拉响应分析中将予以评估。

16.4.5.3 有限元模型 Finite Element Model

在有限元计算中进行如下假定：

涂层密度 $\gamma_c = 1200\ kg/m^3$；

涂层锯齿形凹口曲线为 $\delta_c=\alpha F^2$。

60m 长的管段在两端进行固定。通过作用在冲击方向上的且前后放置的两个非线性弹簧来对管壳和涂层进行建模处理。弹簧并不对拉伸变形产生任何反作用力，并且不沿着平行于加载曲线原点处斜坡的管道进行加载。采用两种结构质量对拖网板进行建模：拖网板钢材质量和附加质量。通过涂层弹簧末端的弹簧而并行结合两种质量。这两种弹簧的刚度分别为拖网板的面内和面外刚度。土壤与管道的相互作用其建模参见第 6 章。

实际上，作为有关土壤模型对凹痕深度的影响的调研结果，可以得出结论，即不同的管 - 土模型的结果是非常接近的。这一点可由冲击时间非常之短得到解释。在冲击力达到最大值的瞬间，管道位移非常小，因此土壤的反作用力可忽略不计。在初始条件下，所有的弹簧和接触单元均没有加载。两种质量均在相对于“土壤”面呈 45 度的方向上具有速度。

16.5 拖拉载荷 Pullover Loads

作用于管道模型的最大水平力 F_p 如下[6]：

$$F_p = C_F V (mk)^{1/2} \gamma \tag{16-19}$$

式中：

m 为拖网板钢材质量；

k 为翘曲线刚度；

d 为水深；

V 为拖带速度；

γ 为载荷系数 = 1.3

系数 C_F 计算如下：

$$\text{对于多功能网板和矩形网板 } C_F=6.6\left(1-e^{-0.8\overline{H}}\right) \tag{16-20}$$

$$\text{对于 V 型网板 } C_F=4.8\left(1-e^{-1.1\overline{H}}\right) \tag{16-21}$$

式中：

$$\overline{H} \text{ 为无量纲高度 } \overline{H} = \frac{H_{SP} + D/2 + 0.2}{B} \tag{16-22}$$

H_{sp} 为跨段高度；

D 为管径；

B 为拖网板一半高度。

对于拖网板，作用在向下方向上的最大垂直力可计算如下：

$$\text{用于多功能网板和矩形网板 } F_Z=F_P\left(0.2+0.8e^{-2.5\overline{H}}\right) \tag{16-23}$$

$$\text{用于 V 形网板 } F_Z=0.5F_p \tag{16-24}$$

总的拖拉时间 T 如下：

$$T_P=C_T C_F (m/k)^{1/2}+\delta_p/V \tag{16-25}$$

式中：

$$\delta_p \approx 0.1\left(C_T C_F (m/k)^{1/2}\right) \tag{16-26}$$

C_T 为拖拉持续时间系数；拖网板为 2.0。

拖网板的下降时间可取值 0.6 秒，除非总的拖拉时间小于这一数值，在这一实例中下降时间应等于总时间。图 16.3 为垂直力和水平力的典型时间历程。

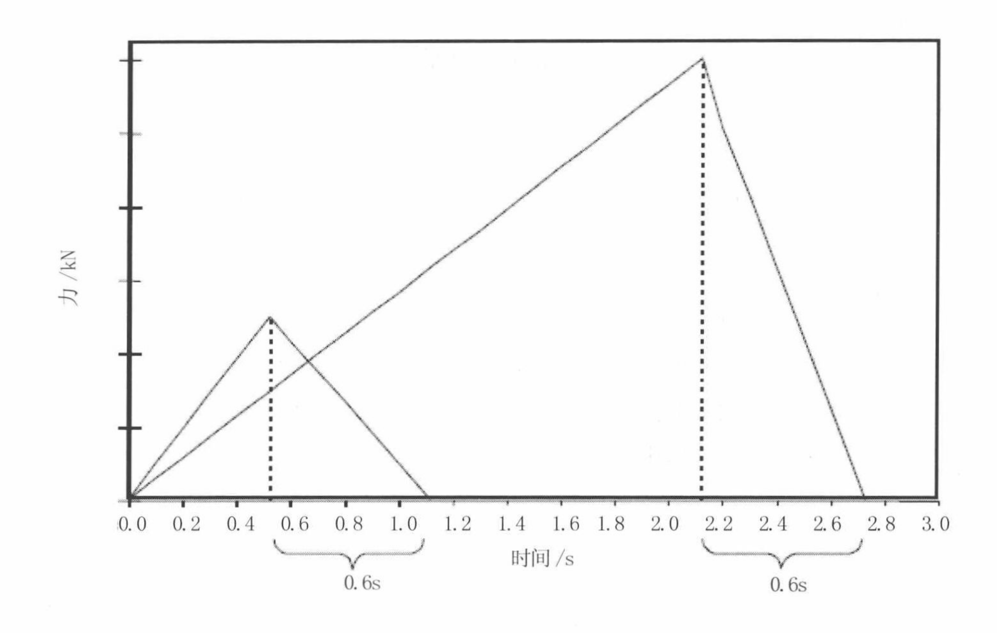


图 16.3　拖拉时间对比时间历程

16.6　拖拉响应分析的有限元模型 FE Model for Pullover Response Analyses

16.6.1　概述 General

本节概述拖拉响应分析程序。拖拉是拖网渔具相互作用的阶段，在此阶段拖网板保持处在管道后方，而且随着船舶运动而使翘曲线张紧时，拖网渔具被拉到管道上方。

总之，已考虑到的两种基本实例如下：

● 管道与平坦海床完全接触；

● 管道以悬跨段方式悬浮在实际海床上。

在第一种基本实例中，假定海床轮廓完全平坦。在第二种基本实例中，实际海床轮廓拥有悬跨段，其数据输入源自于最新的管道路径轮廓，并已应用于确立跨段模型。在第一种基本实例中，已将海床轮廓进行扩展，用于生成准三维海底表面，而在第二种基本实例中，已采用实际海床的特定宽度来呈现三维海床。

这些分析的主要目标在于：

● 确定与海床有着连续接触的管道能否经受住拖拉载荷的作用；

● 确定悬跨段管道能否经受住拖拉载荷或者是否需要防护，或者是否需要采用最大容许跨段长度来确保拖拉载荷作用下的跨段结构完整性。

● 通过敏感性来调研不同参数的影响，如垂直土壤刚度、海床摩擦等；

● 在本节所呈现的分析中，管道承受着最大的拖拉载荷。

16.6.2 有限元模型 Finite Element Models

本节的分析目的在于研究拖拉响应。采用第 8 章所述模型展开非线性瞬间最小塑性有限元分析旨在实现这一目的。

模型长度的选择是为了在距拖拉点一定距离处实现完全轴向锚固，也即在冲击过后不改变有效力。

16.6.3 分析方法 Analysis Methodology

有关跨段的拖拉分析，已采用源自现场检验数据的实际三维海床表面，并结合有在位分析中确定的实际跨段。

● 拖拉载荷系作为动态瞬间分析进行建模；

● 一般假定管道在拖拉之前处于运行状态，且处在全设计压力和环境温度下输送着内容物。在平坦海床模型中已采用有关土壤摩擦力、预屈曲管道、内空状态、不同拖网板重量、低海床刚度和不同内部压力密封条件的影响的附加敏感性分析；

● 管道材料的应力 – 应变关系以设计温度时的 Ramberg–Osgood 参数曲线为根据；

● 已通过在管道节点上附加点质量单元来考虑管道附加质量。假定分析中的附加质量系数为 2.29；

● 由于对称性，在平坦海床情形下仅有一半管段进行建模，因此也仅有一半的总拖拉载荷被施加到对称面上；

● 在 ANSYS 中选取了较大偏转选项和材料非线性选项。这意味着均已考虑到几何非线性和材料非线性两种情形，也即当结构几何形状改变时作为对载荷的响应其总体结构刚度也发生变化；

● 假定为库仑摩擦模型；

● 无附加阻尼作用被纳入分析模型之中。

平坦海床情形下的拖拉载荷系作为对应于模型第二端节点（对称面）处的时间历程上的力进行施加。对于实际海床情形，则在所调研的跨段的中间施加拖拉力。拖拉点所施加的有两个分力：一是作用于水平面（侧向）、另一个则向下垂直作用，后者趋于使管道穿入海床中，因此使侧向约束加大。图 16.3 所示为模型中所施加的拖拉载荷的时间历程。

在拖拉分析中已做出下述主要假设：

● 管道单元中并不考虑到凹痕和成椭圆形，也即管道横截面在变形期间总是呈环状的；

● 采用等效管壁强度来获取正确的沉没重量，并考虑到混凝土、抗腐蚀涂层和浮力的影响。

作为行业惯例，隆起屈曲和侧向屈曲均已作为位移可控状态加以考虑，并采用应变标准来核查载荷影响。然而，悬跨段管道和拖拉响应均已作为载荷可控结构物加以考虑，对此务必采用弯矩标准来核查载荷影响。

管道和脐带缆的抗坠落物冲击承载力以及典型的防护措施均可参见 DNV 标准 [7] 的详细分析法。

16.7 案例研究
Case Study

16.7.1 概述
General

北海的行业通用做法是为所有的管道开沟或进行覆盖，厚度不少于 16in，使其免受渔具干扰。管道开沟成本昂贵，并可能导致额外要求以回填材料加上抛石进行覆盖，为的是限制管道不致因槽沟而出现屈曲。

现已开发三维非线性瞬间有限元模型用于调研承受拖拉载荷的管道的结构响应情形。非平整海床的真实三维模型已通过将检验数据直接输入模型的方式进行仿真处理[8]。本案例研究表明，10in 高压高温出油管当其暴露在非平整海床上时能够经受住拖拉载荷的作用。

16.7.2 非平整海床管道的拖网拖拉
Trawl Pull-over for Pipelines on Uneven Seabed

安装在非平整海床区域内的管道在其沿程上有许多悬跨段。此外，铺设在非平整海床上的高压高温管道可能在暴露于拖网拖拉载荷之前已经受整体屈曲。为评估此类环境下管道的结构响应，有必要在给定载荷的情况下对三维在位模型施加拖拉载荷。在下述实例中，已将拖拉仿真应用于小直径高压高温出油管，其在暴露于拖网载荷之前已承受整体屈曲。岩石的断续隆起已应用于控制热屈曲行为，因此模型将被限定于两个邻近岩石隆起之间的出油管段。

图 16.4 为已铺设状态下出油管的垂直和水平构形，并承受最大压力（370bar）和温度（135 度）。在穿越 KP 4.25 处的较大跨段时形成较大的水平屈曲，后一个跨段形成于 KP 3.70 处。在这一特殊的设计案例中，该方法已被应用于断续抛石，作为控制屈曲行为的手段。因此，该模型的适用范围限于约 1500m，也即两个岩

石隆起之间的距离。拖拉之前的有效轴向压缩力已被降低至约 5t（也即明显小于平坦海床实例），原因在于热应变和压力应变均被释放成为侧向屈曲。所采用的摩擦系数为 0.3。

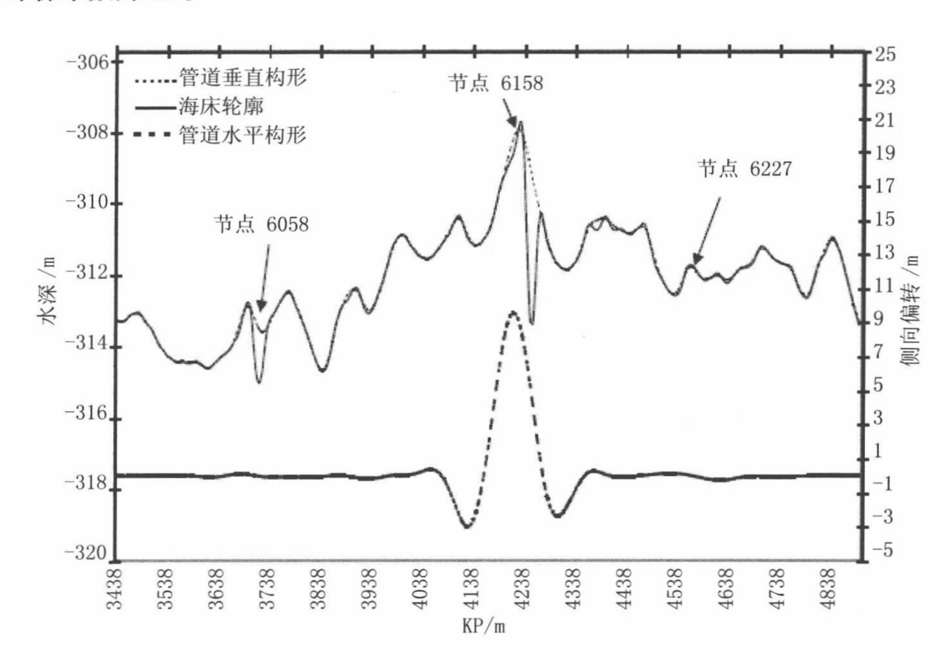


图 16.4　非平整海床：拖拉前的出油管构形

基本情形：在与海床接触的管段上拖拉

在管道完全接触海床的某一点处施加拖拉载荷。图 16.5 为作为时间函数而形成的管道构形。其表明新的“屈曲”是如何出现在持续幅度为 2.4m 的冲击点处的，接近于平坦海床的结果（2.8m）。

在非平整海床的实例中，有效压缩力仅为 4t，在拖网板通过后减至约 2t。换言之，与大量释放轴向力相关的整体屈曲并不会发生。然而，管道在此是被“送进”“屈曲”领域的，不是因为热应变释放所致，而是由于管道轴向“下垂”得以恢复所致。对于高压高温管道，这种“下垂”是因邻近区域的现有跨段而产生的，正如本案例一样，或者是处在邻近冲击点的现有屈曲之中。这是一次重要的观察；在分析平坦海床上具有相同轴向有效力（4t）的出油管时，所发生的侧向偏转明显较小。

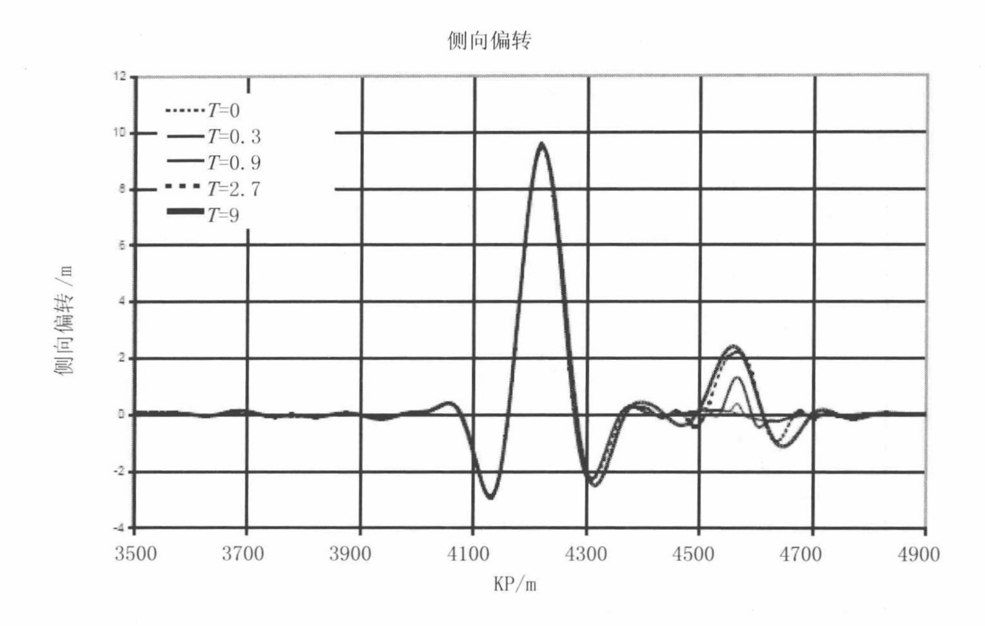


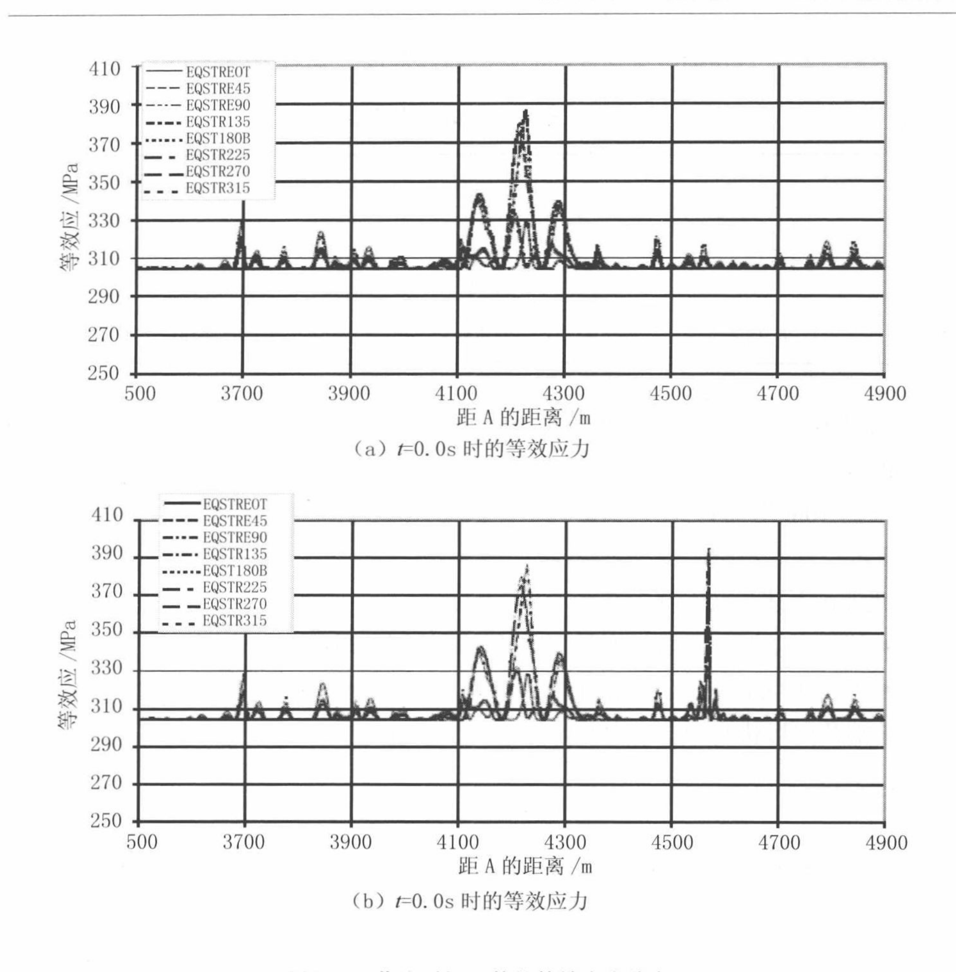
图 16.5 作为时间函数的侧向出油管构形

t=0s 和 t=0.3s 后所产生的等效应力分布如图 16.6 所示。图 16.6（a）为拖网冲击之前出油管内的应力分布。最大等效应力 385MPa 出现在屈曲段，而冲击点处约为 315MPa。如图 16.6（b）所示，0.9s 后冲击点处出现约 395MPa 等效应力峰值，其在网板通过后减至约 320MPa。

10in 出油管拖拉载荷的跨段接受准则

管道中的有效轴向力随着加载情况而变化。在正常运行和压力试验期间以及处于临时阶段的张力状态下，10in 出油管均处在有效压缩之中。在拖网板拖拉期间，当管道在被拖拉之前处在压缩中时，膨胀的扩展和所产生的屈曲幅度均较大，其对管道中的应力产生影响。

冲击点相对于邻近跨段和屈曲的位置也将影响到拖拉期间屈曲管段的长度，并依次影响到管道的柔性。然而，对于上述的 10in 出油管，结果表明跨段高度是对拖网板拖拉载荷进行结构响应的控制参数。



（a）t=0. 0s 时的等效应力

（b）t=0. 0s 时的等效应力

图 16.6　作为时间函数的等效应力分布

为了确定与拖网板拖拉相关的临界跨段高度，需为 10in 出油管进行一系列的有限元分析。分析需考虑到作用于沿程不同悬跨段处的出油管上的拖网板拖拉载荷。所分析的跨段其高度各不相同，0.1 至 0.2m 不等。

根据等效应力和轴向应变标准的临界跨段高度，如表 16.3 所示。

表 16.3　拖网拖拉的临界跨段高度

临界跨段高度 /m		
运行	暂时性	
	冷却	停输
0.25	0.40	+1.00

只要用作分析输入值的拖拉载荷是间隙高度的强函数，那么其他变量如跨段长度和 10inch 出油管中的轴向力在冲击之前均不对响应产生明显影响。

根据 10in 出油管的式（16-19）至式（16-26），拖拉载荷和持续时间如图 16.7 所示。

此外，下述参数对拖拉载荷产生影响：

● 管径、壁厚、跨段长度和支撑条件所控制的柔性；

● 几何形状影响，例如由于拖网渔具和管道之间的相对位置和运动，拖网渔具的前端几何形状及钢索吊索所处位置，如图 16.8 所示。

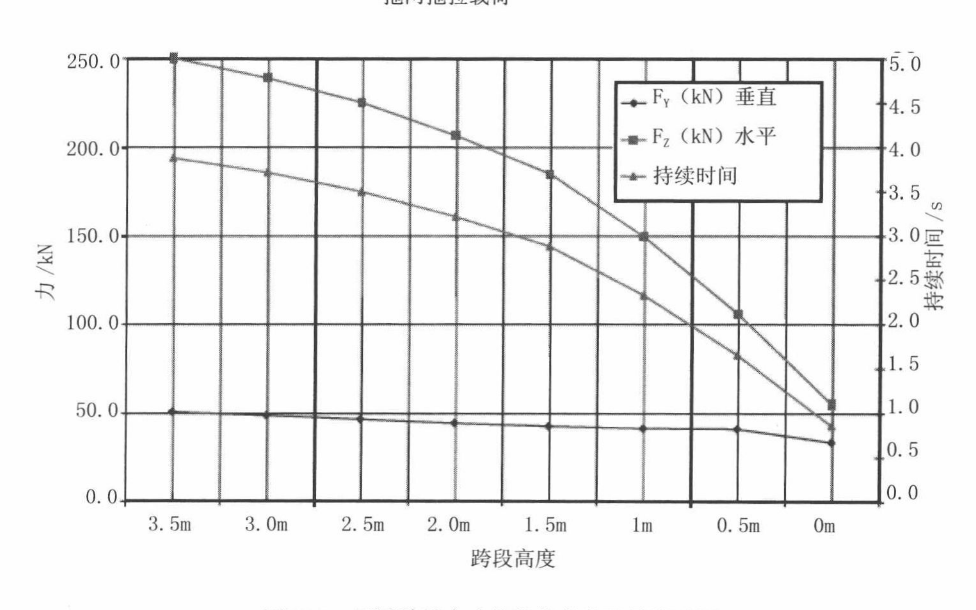


图 16.7　不同跨段高度的拖拉载荷和持续时间

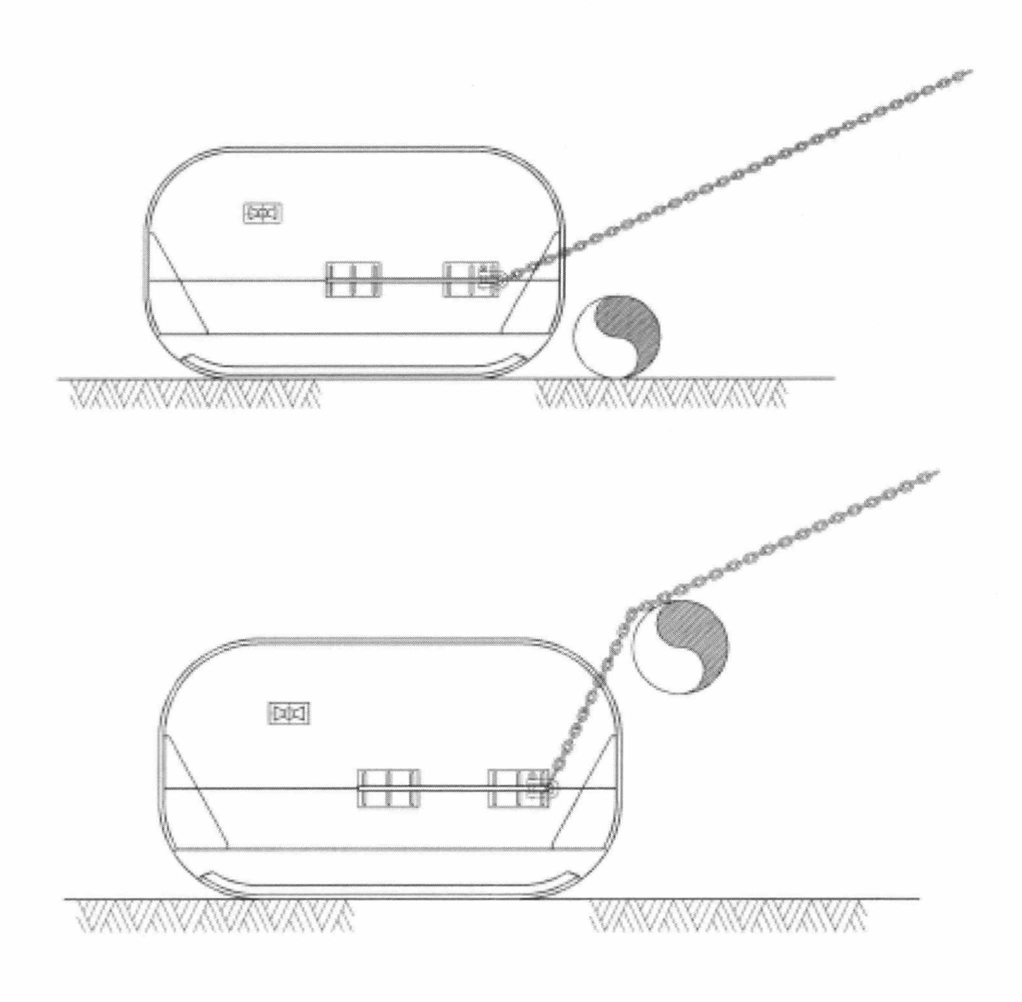


图 16.8　对悬跨段管道拖拉载荷的几何形状影响

16.8 参考文献 References

[1] NPD, Guidelines to Regulations Relating to Pipeline Systems in the Petroleum Activities, 1990.

[2] ASME B31.8, Code for Gas Transmission and Distribution Piping Systems, American Society of Mechanical Engineers, 1994 Addendum, 1992.

[3] J. R. Fowler, Criteria for Dent Acceptability of Offshore Pipelines, Project PR-201- 914, A.G.A. Pipeline Research Committee, July 1992.

[4] STATOIL, Design Guidelines for Trawl Loads on Pipelines, Document No. UoD/FLT-95051, 1996.

[5] Y. Bai and P.T. Pedersen, Impact Response of Offshore Steel Structures, International Journal of Impact Engineering, Vol. 13（1）, 1993, pp. 99-115.

[6] DNV, Guideline No.13 -- Interference between Trawl Gear and Pipelines, Det Norske Veritas, Norway, September 1997.

[7] DNV, Risk Assessment of Pipeline Protection, DNV-RP-F107, Det Norske Veritas, Norway, 2001.

[8] K. Tørnes, P. Nystrøm, N.ø. Kristiansen, Y. Bai and P.A. Damsleth, Pipeline Structural Response to Fishing Gear Pullover Loads, Proceeding of ISOPE 1998, 1998.

第 17 章　套管系统和管束系统

Pipe-in-Pipe and Bundle Systems

17.1 引言 Introduction

管束将海底开发所需的出油管、注水、气举及控制系统集成在一起并安装在钢输送管内。管束可为开放式，将单独管道和电缆捆扎在一起；也可为封闭式，将所有管道和电缆都包含在外输送管内。图 17.1 为三种典型的管束结构，（a）类为与外部管道捆扎在一起的单壁管，（b）类为套管（PIP）而（c）类为管束。套管是最简单的管束之一，套管和管束系统的主要特点是管道由同心内管和外管构成。内管或套管内的管道输送产品流体并予以保温，外管或输送管则提供机械保护。

已知最早的套管系统由 Pertamina Offshore Indonesia 公司于 1973 年安装。管道长 8mile，连接着海岸和单点系泊设施，其外径和内径分别为 40" 和 36"。到 2000 年，北海已使用了 103mile 套管和管束，约占所有管道的 1%；墨西哥湾则使用了 64mile 套管和管束[1]。在北海通过控制深度拖曳法（CDTM）安装了约 50 根管束，第一根管束于 1980 年安装在 Murchison 油田。最长的管束由 Rockwater 公司设计建造并安装在北海挪威区域，这根管束长 14km，输送管直径 46"，含三根产品油气管。

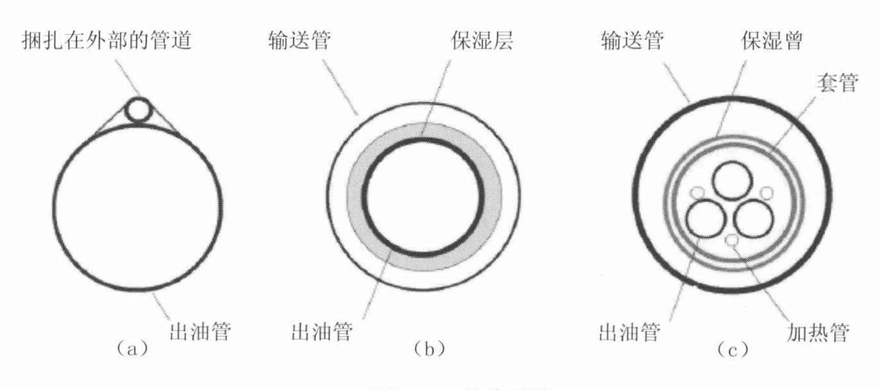


图 17.1 管束结构

（a）单管 （b）套管 （c）管束

17.1.1 套管系统和管束系统 Pipe-in-pipe and Bundle Systems

对于特定的出应用油管，在几种情况下套管系统（此处包含管束）可能会优于传统管道或柔性管道[2]。

1. 保温—高温 / 高压储层条件

高温 / 高压出油管需要进行保温，以防油井流体冷却及出现结蜡和水合物沉积。可用于传统钢管的保温涂层有多种，但机械性能上都不够坚固并且在高温 / 高压油田通常高达 150℃以上的温度下也不够可靠。就此而言，柔性管亦存在类似问题。一种替代方法是将出油管放置在另一根通常称为输送管的较大管道内，两根管道之间的环形空间就可用于填充保温材料，粒状、泡沫、凝胶或惰性气体材料均可。

2. 多根出油管

管束的概念已经得到了广泛认可，将单独的出油管聚集成束会有许多好处。对于特定项目，可将整根管束运送到现场并安装，其成本要远低于其他方法。输送管和定位器所需的额外钢材可由以下各种成本优势予以弥补：

● 一根输送管可内含多根出油管，通常还有控制电缆、液压软管、电力电缆以及乙二醇管等。

● 使用凝胶、泡沫或惰性气体进行管束保温通常要比为单根出油管进行保温成本更低。

● 由于输送管的直径较大，大多数情况下不需要开沟或埋置。因为输送管内有多根管道，所以油田内海床的拥挤程度也可以降至最低。

通常采用控制深度拖曳法（CDTM）安装管束。控制深度拖曳法的主要限制是管束的容许安装长度，目前约为 7.7km，这是由施工现场和近岸下水区域的大小共同决定的。

3. 开沟和抛石

传统上对直径小于 16in 的出油管采用开沟和 / 或埋置的方法。如果出油管放置在套管内，由于单套管系统的直径可从 18in 至 24in 而管束系统的直径更大，所以只要能证明管道既不会对人命或环境带来风险，也不会危及海上的其他人员，那么不开沟也是合理的。开沟、回填及抛石所需的成本常常要大于管道安装成本。如果不开沟，管道屈曲将只发生在穿越海床的管道的侧向，有许多方法可以控制

这种情况，例如蛇形铺设或采用限制屈曲的方法（参见第 10 章“侧向屈曲和管道轴向移动”）。海床上的隆起屈曲是一种更为严重的情况，只能通过抛石法在管道上放置足够的重量予以控制，第 11 章“隆起屈曲”对这些问题进行了介绍。

就拖网板或渔具冲击而言，外部管道可提供第一层防御，虽然可能会出现破裂，但出油管完整性不受影响。对于特定应用，套管系统的成本要显著低于传统管道，特别是不用开沟、回填及抛石就可提高管道的机械和结构性能。

在墨西哥湾，将出油管建造在套管结构中的初衷是为了达到较好的保温效果以提供流动保障。对内部流体保温有助于避免形成水合物段塞并减少限制产品油气流动的结蜡现象。管束系统的适用性如图 17.2 所示，被拖管束可在水深 500m 以下进行施工，而套管可在水深 2000m 处使用，套管出油管的 U 值在大部分需要 U 值的情况下都适用。

本章将介绍套管和管束系统的设计程序和强度接受准则。设计应确保在所有可能的失效模式下保持足够的结构完整性，套管和管束系统设计时将考虑第 4 章所述的所有相关管道失效模式。

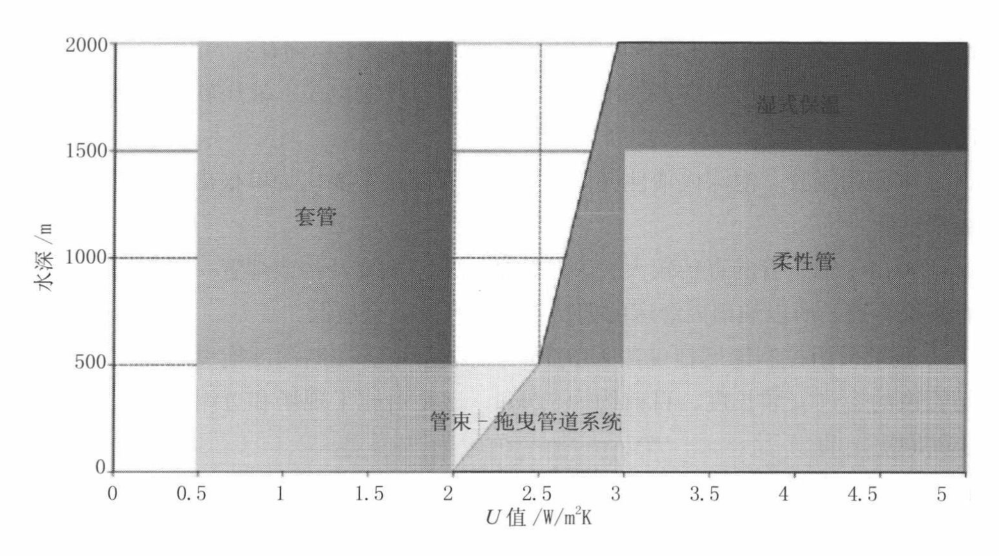


图 17.2　管束系统的适用性 [3]

17.2 套管系统
PIP System

17.2.1 概述
General

北海的许多高温 / 高压（HP/HT）储层都采用管束和套管结构进行开采，管束和套管作为海底回接的一部分与已有平台连接。不仅因为储层条件较为困难，而且需要对出油管进行保温，以防产品油气在管道沿程冷却时生成腊和水合物。但套管系统有一些额外设计特点是传统管道设计所没有的，具有挑战性的工程问题从定位器和内部锚固件的结构设计到理解多种载荷作用下的整体和局部结构特性。与传统管道相比，因为套管系统的组件数增加，组件的相互作用可能需要对设计作出改变，所以设计过程需经多次反复。

17.2.2 套管结构
PIP Configuration

对于开采高温 / 高压储层，套管系统可提供高温高压下输送油气所必需的保温和完整性。套管系统由刚性外管（输送管）及外管内的钢质刚性内管（出油管）组成，两根管道通过各连接端部的定位器（扶正器）和管端的锚固件保持相互分离。市场上各种专利套管系统的定位器和锚固件布置细节各不相同。

典型的套管结构如图 17.3 所示。内管和外管之间的气隙为达到较好的保温效果提供了可能，保温方法通常是用颗粒状材料填充管道间的环形空间或将保温层包覆在内管上。不管采用哪种方法，保温材料必须保持干燥以维持其保温性能。

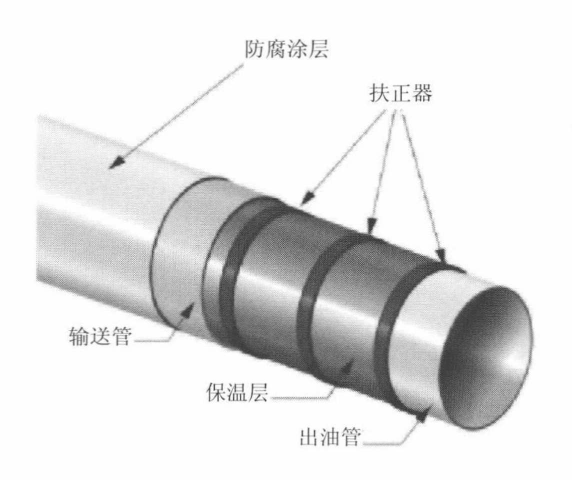


图 17.3 典型的套管结构

已经有多种套管结构应用于水下领域，当确定套管结构时应考虑以下情况：

- 内管和外管之间的空隙厚度，应进行优化以控制热损失；
- 热稳性；
- 总体可行性。

典型的套管系统主要包含以下组件：

- 出油管（内管）；
- 输送管（外管）；
- 保温层；
- 扶正器（定位器）；
- 锚固件；
- 止水器；
- 止屈器。

各组件的基本功能如下所述。

17.2.2.1 出油管 Flowline

内管的功能是输送产品流体，因而需设计为耐压容器。出油管的内圆直径通常根据管道运营商所需的流速和流动保障要求予以确定，其壁厚则按下述标准单管设计程序进行计算。

17.2.2.2 输送管
Carrier pipe

输送管保护保温材料免受外部静水压及其他机械损伤。通常不会使用混凝土配重层，原因是其沉没重量较大并且深水区域的洋流速度较小。输送管的壁厚亦需按下述标准单管设计程序进行计算。

17.2.2.3 保温层
Insulation Layer

热分析对于套管系统设计是非常重要的。从流动保障的角度来看，对出油管系统进行保温的主要原因是：

● 确保产品油气到达上部平台时的温度高于结蜡温度。

● 确保系统中任何位置都不会生成水合物。

● 发生意外停输时降低冷却速率，以便在系统中任何位置的产品油气达到腊和水合物生成温度之前能有足够的时间恢复流动或注入可抑制腊和水合物生成的化学剂。通常所需的冷却时间可从几个小时至几天。

下文将简单介绍一些出油管保障的典型热分析方法：

● 对产品流体进行闪蒸分析以确定水合物曲线，据此可确定最低临界温度。

● 对出油管系统进行整体热水力分析以确定系统各位置所需的总传热系数（OHTC 或 *U* 值）以及整个系统的长度加权平均总传热系数，并据此确定是否需要保温及需要保温的位置。

● 所需 *U* 值确定了保温层的类型和厚度，并据此确定套管系统所需的横截面。在此阶段可对保温成本及运行过程中注入抑制化学剂的成本进行权衡。

● 进行局部传热分析，计算套管系统各组件的机械传热系数。

● 基于计算得到的 *U* 值对保温出油管系统进行整体热水力分析，确定 *U* 值是否能够满足要求。

● 对系统沿程的重要位置进行局部瞬态传热分析，绘制冷却曲线并据此确定各位置冷却至临界最低容许温度所需的时间。

根据流动保障分析的结果、所需最小 *U* 值以及运行温度即可确定套管保温材料。典型的保温材料有：

● 聚氨酯泡沫（PUF）；

● 矿棉；

● 气凝胶。

套管保温系统是使 U 值能够达到 1 W/m^2·K 或以下的一种途径。表 17-1 列出了套管系统使用的一些保温材料、其性质及特定保温层厚度的 U 值。对于大多数保温系统而言，热性能主要取决于耐热传导性。但热对流和热辐射可通过环形空间的气隙（若存在）传热，较大空隙内的气体对流和辐射会使热系统的效率低于空隙完全填充保温材料的系统，基于这个原因套管系统通常会填充各种保温材料。在保温层和外管之间的空隙或环形空间中填充诸如氮气或氩气这样的惰性气体可减少对流。套管的环形空间接近真空能显著减少环形空间内的对流及保温系统和环形空间的热传导，并极大提高保温层的性能。问题是难以长期保持真空状态。

表 17.1　套管保温材料的热性能

保温材料	密度/（kg/m^3）	传导率/（W/m·K）	厚度/mm	环形区域空隙（若存在）	最高温度/℃	U 值/（W/m^2·K）16 in 内管	注
矿棉	140	0.037	100	有	700	1.6（40mm）	岩棉或 Glava，通常与 Mylar 反射膜一起使用
水合硅酸铝微球	390~420	0.1	没有限制	无	1000+	3.9（100mm）	通常称为飞灰，注入填充环形空间
耐热水泥	900~1200	0.26	100	无	200	—	目前行业合作项目正在研究中，旨在使壁厚减小的输送管亦可提供抗压溃能力
低密度聚氨酯泡沫	60	0.027	125	无	147	0.76（100mm）	预装配为单或双连接系统，用于 Erskine 置换

（续表）

保温材料	密　度/（kg/m^3）	传导率/（W/m·K）	厚度/mm	环形区域空隙（若存在）	最高温度/℃	U 值/（W/m^2·K）16 in 内管	注
高密度聚氨酯泡沫	150	0.035	125	无	147	1.2（100mm）	
微孔硅垫	200~400	0.022	24	有	900	0.4（100mm）	棉垫、钙基粉末、玻璃和钛纤维
真空保温板	60~145	0.006~0.008	10	有	160	0.26（100mm）	真空下成型的泡沫壳体，带有铝箔及可吸收游离气体的“吸气”颗粒

聚氨酯泡沫

聚氨酯泡沫（PUF）保温层通过将 CO_2、N_2 或水与聚氨酯喷吹混合而成，是最常用的套管保温材料之一。泡沫密度是可以控制的，其热导率与密度成正比。密度高意味着热导率高，保温性能差，但强度更高。使用 CO_2 发泡剂的 3.0~6.0 pcf 聚氨酯泡沫是套管系统的典型保温材料。采用 S 型铺设法和 J 型铺设法都已成功安装了带有聚氨酯泡沫保温层的套管系统，因为盘卷过程可能会对保温层造成损伤，所以对卷管式铺管法的限制要比其他安装方法多。保温程序为：

- 将泡沫层包覆在内管上，对于 S 型铺设或 J 型铺设扶正器的安装间距为 20~40ft，然后滑动管道进行装配；
- 将泡沫和硬保护层喷覆在内管上，不安装扶正器，然后滑动内管和外管进行装配；
- 将泡沫或陶瓷微球注入扶正后的管道之间，由于管道被粘结在一起，现场制造接头时需要对分隔套管或类似设备进行大量焊接。

矿棉

矿棉是由天然矿物、合成矿物或金属氧化物制成的纤维。合成矿物通常指合成材料，包括玻璃纤维、陶瓷纤维及岩棉。矿棉的一种形式是岩棉，其主要成分

是无机岩石或矿渣，通常约占 98%，剩下的 2% 有机成分一般为热固性树脂粘合剂或粘结剂及少量油。矿棉是低成本的保温材料，如表 17–1 所示，矿棉可提供良好的保温性能。矿棉的热导率随温度变化的情况如图 17. 4 所示。矿棉保温层适用于聚合物涂层无法使用的高温情况。矿棉的密度通常为 120 ~140 kg/m^3。

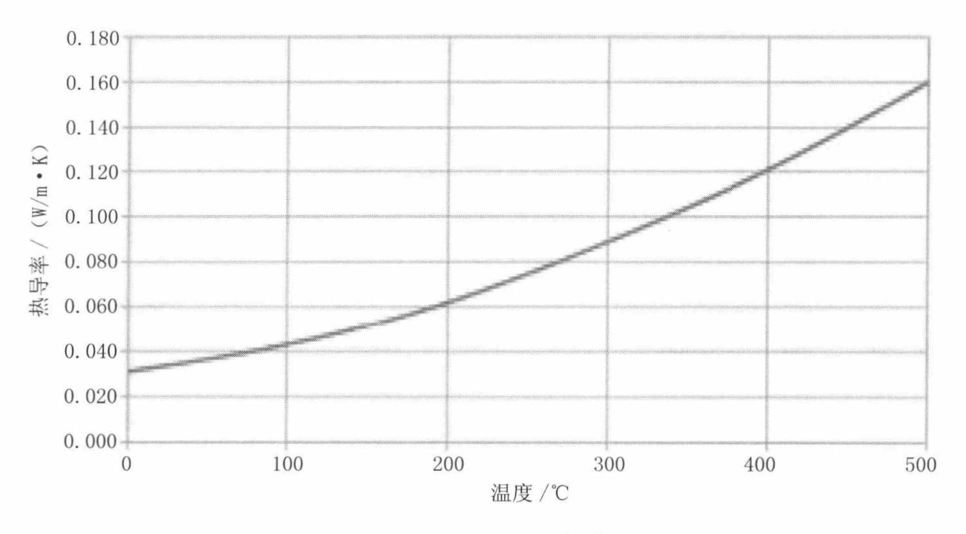
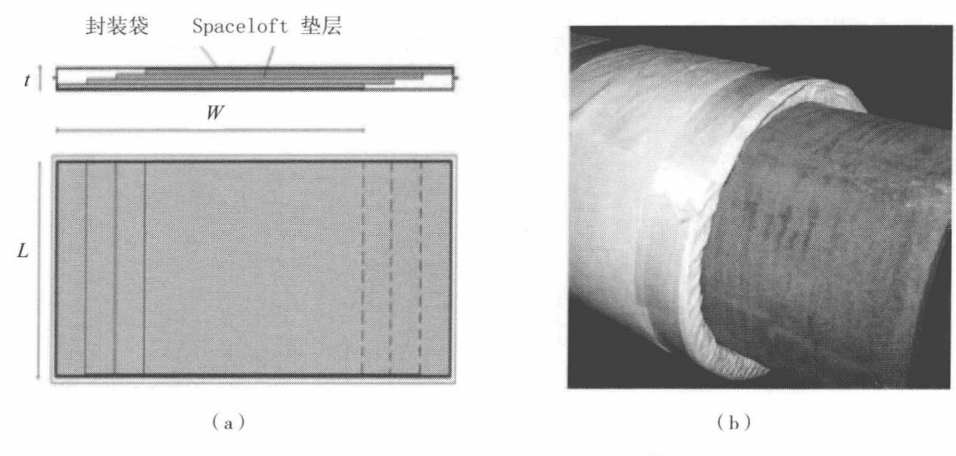


图 17.4　矿棉的热导率 [4]

气凝胶

气凝胶是用凝胶制成的合成多孔材料，凝胶中的液体成分被替换为气体。气凝胶最早由 Klister 于 1931 年制成，集众多诱人的物理性质于一身，例如热导率极小、耐高温、较好的机械特性以及密度极低。

Aspen 公司制造的气凝胶系统具备适用于可盘卷套管系统的性能 [5]。图 17.5 为 Aspen 保温板系统，基于 Aspen 的 Spaceloft AR5100 系列 ® 柔性气凝胶垫。气凝胶保温袋由多层保温垫层制成，厚度通常为 3~6 mm。保温袋轻便柔软，但在大气环境中热导率较低，在通常管道温度范围内为 11.0~13.5 mW/（m · K）。



（a）　　（b）

图 17.5　出油管上的气凝胶保温垫[5]

（a）气凝胶层　（b）气凝胶保温垫

气凝胶是性能极佳的套管保温材料，成本也很有吸引力。其柔性非常适合于盘卷套管应用。因为在大气压下热导率最低，所以 U 值极低。此外，用气凝胶替代其他保温材料可减小套管的尺寸和重量，这样能节约可观的成本并适用于更大水深。

17.2.2.4　管道扶正器 Pipeline Centralizers

扶正器的作用是有效扶正内管，以防在安装过程中损伤保温层，并减小安装和运行过程中作用于保温层的载荷。安装过程中扶正器的材料必须结构可靠，不会在运行温度载荷下发生变形。

出油管上安装的扶正器和保温材料层如图 17.6 所示。扶正器由两块半圆塑料壳体构成，每端用一根螺栓固定在一起。扶正器之间的距离取决于套管段上的载荷，盘卷管道的扶正器间距可为 2m，而 S 型铺设或 J 型铺设安装法的扶正器间距为 6~12m。扶正器提供了热损失通道并导致出现冷点，会降低套管系统的总体热性能。

低温状态下使用的传统扶正器由尼龙材料制成，耐磨性较佳。注塑成型热塑性聚丙烯适用的温度极限约为 130℃。

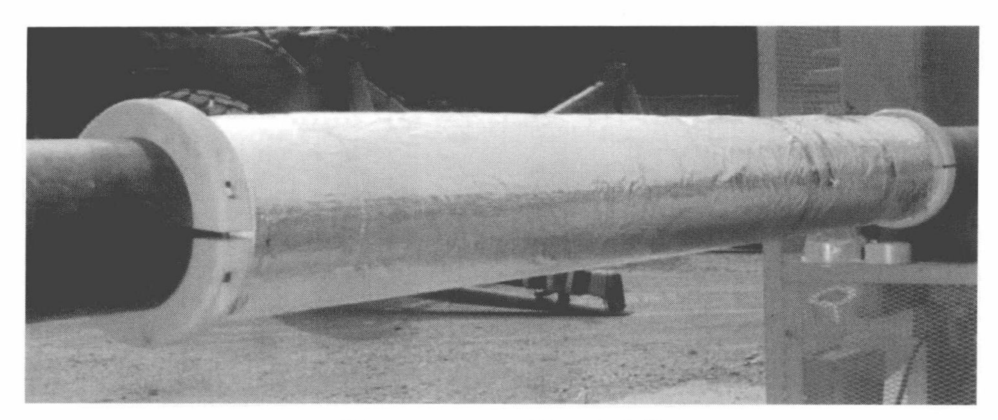


图 17.6　扶正器和保温出油管 [6]

17.2.2.5　锚固件 Bulkheads

锚固件是锻造配件，与套管中的出油管连接，可在安装和运行过程中保持结构完整性，此外还能以各种方式辅助管道安装。图 17.7 所示的锚固件在几个位置同时焊接至内管和外管上，特别是管道两端，可完全约束相对轴向运动。锚固件可集止屈器、止水器和环形空间隔离器的功能于一身，并且如果在其连接板上钻孔，还能加工出内管入口。

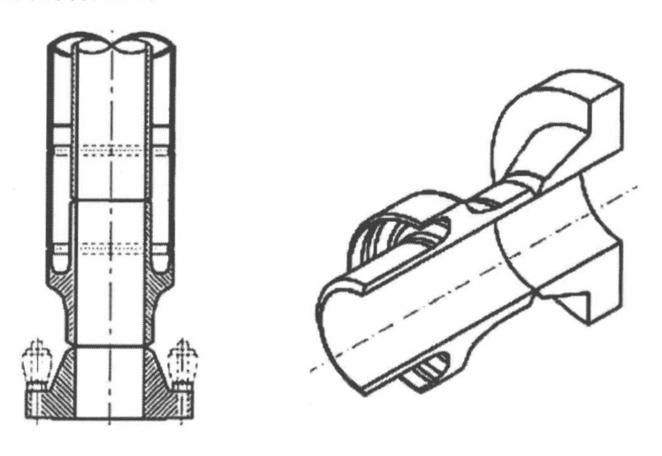


图 17.7　端部锚固件的结构 [7]

锚固件通常在铺管过程中于安装船的斜轨上进行焊接。在管道安装过程中将锚固件插入在关键路径上，由于需焊接出油管、输送管和锚固件各端的半圆壳体、

进行无损探伤及现场连接涂覆，因而会使安装时间延长，特别是使用防腐合金锚固件。Technip 公司的可盘卷锚固件考虑到了这些现实问题，可缩短安装时间并在避开关键路径的可控制造环境中进行无损探伤[8]。

以下是设计套管系统锚固件时需考虑的问题：

- 将出油管中加热和冷却过程所致的有效压缩和拉伸载荷传递至输送管；
- 安装过程中的弯矩；
- 使用更为严格的压力容器规范替代管道规范进行评估。

17.2.2.6　止水器 Waterstops

在套管设计中，止水器的作用是当外管出现单个缺陷时，避免套管出油管的整个环形空间因此而产生不可接受的浸水后果。如果外管因冲击、腐蚀或其他失效而破裂，止水密封可承载最大外部静水压而不破损或不对长期完整性造成损害。图 17.8 为经过实践检验的止水器，由两个密封件和一个机械夹具构成。机械夹具将止水器固定在内管上，当外管发生破裂时可防止止水器出现任何轴向移动。夹具带有高强度精密整体锁夹，可将密封件固定在内管的任何位置。

止水器的间距并无规定，但有一些实际考虑可提供指导。第一个限制是浸水管段的最大容许热损失，第二个限制是一次修理可用的备用材料（例如管道、保温材料及扶正器等）数量。施工过程中管段发生意外浸水而需要修理时必须有足够的备用材料。损失较大长度的保温层是不可接受的，因而止水器的间距就完全由材料限制所决定[10, 11]。

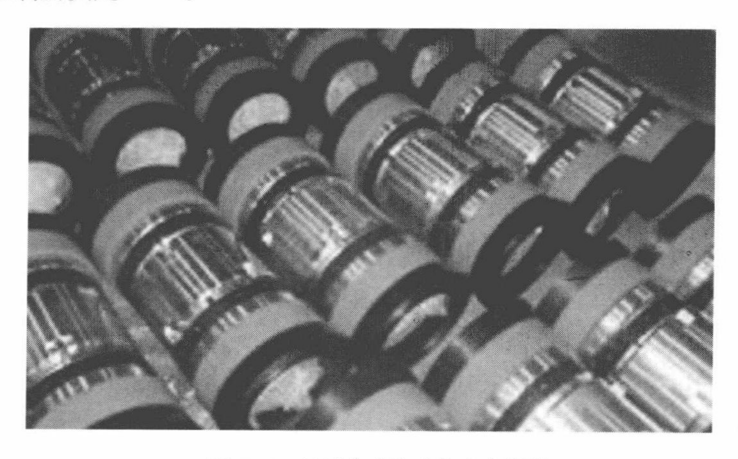


图 17.8　经过实践检验的止水器[9]

17.2.3 结构设计和分析 Structural Design and Analysis

上节详细介绍了套管系统的几个构件。最初各组件根据单独规范进行设计，然后必须对整合后的系统予以分析，确保各种载荷状态下的局部和整体响应符合要求。这样就可检查所有组件的相互作用，因为一个组件的特性可能会影响其他组件的特性，所以这种检查很重要。因而与传统管道所用的系统方法相比，套管系统设计是一个多次反复进行的过程[12]。套管系统的详细结构设计和分析包括：

- 确定出油管材料特性；
- 对端部和中线锚固件进行详细设计；
- 对止水器要求进行评估并优化其间距；
- 对现场连接进行详细设计；
- 对套管系统进行热力学分析，包括锚固件和其他组件；
- 分析管道滑动系统及盘卷残余应变对在位特性的影响。

基于极限状态和应变的分析和评估包括：

- 确定所需强度极限状态的评估极限；
- 为基于应变的分析进行有限元建模；
- 确定与出油管和外管材料相关的极限应变水平；
- 对断裂应变极限及工程临界评估方法的应用进行评估；
- 周期性载荷状态及疲劳极限状态下的热力学分析。

17.2.3.1 壁厚设计和材料选择 Wall-thickness Design and Material Selection

与传统管道相比，套管系统有几个实际问题需要予以考虑，包括目前可用的保温方法和保温能力、材料和施工成本、易于修理以及结构完整性等。

在所有组件中，输送管设计最具灵活性，可用于满足特殊的系统要求。输送管尺寸优化及特定尺寸输送管可带来的其他好处将取决于系统的整体特性。输送管是管线管，但其尺寸选择需符合整个系统的要求。直径一般取决于所需保温材料的体积，而壁厚通则常由静水压溃标准（即运行水深）确定。输送管尺寸对经济性有着直接的影响，更大的管道意味着需要使用更多钢材，安装船各焊接站所用的海上焊接时间可能也会更长。因为输送管不是承压结构物，所以不使用与出

油管相同的设计规范。由于只是结构构件，其设计要求因需而定，因而实际上并无适用的设计规范。极限设计所用的基本标准是应变为 2%，因为这是盘卷管道的应变要求。很明显使输送管在其使用寿命内满足此应变水平是不合适的，但可以短期达到，例如在极限波浪状态下进行安装。

输送管的主要标准通常取决于静水压和弯曲组合载荷作用下的压溃和局部屈曲，还需具有防爆破的能力，当内管发生泄漏时可保持热流体的封闭性。此为应变措施，不必视为普通运行条件。对于深水管道，使用止屈器限制屈曲发展要比使用厚壁管更为经济。这一点特别适用于套管系统，因为套管系统需保持较低的自重以确保管道易于安装。

内管设计为可在内部运行压力和水压测试压力下防止发生爆破，以及外管泄漏时在外部静水压和局部屈曲作用下防止出现压溃。

选择材料时需考虑的因素包括材料韧度是否能够满足断裂、疲劳性能及实际焊接缺陷接受准则的要求，在设计寿命内是否会在酸性条件下运行等。

壁厚和材料选择时还需对现场应力状态进行评估，安装程序在内管和外管中产生的所有应力都必须予以考虑，安装船在正常铺管和应变状态下的张拉或拖曳能力也必须进行检验。

套管系统的结构特性取决于系统的总体特性以及内管和外管间的载荷传递机制。系统中产生的整体有效轴向力取决于温度和压力运行条件，如果管道处于管端膨胀区，则还取决于外管和土壤间产生的摩擦力。套管组件内产生的应力主要由所用系统类型决定，即是否符合规范及是否使用端部锚固件。

17.2.3.2　失效模式 Failure Modes

第 4 章所述的单管失效模式适用于套管系统，但系统的复杂性及不同承载能力使失效模式的数量增加。此外，各特定失效模式的风险和后果及其对套管系统的影响也均与单管不同。因而设计和评估套管系统时需考虑额外的失效模式。

爆破

应在内管承载全部内压及外管承载全部外压的基础上确定套管系统的抗爆破能力。

疲劳和断裂

日常运行波动及启动 / 停输状态使套管系统同时受到低循环疲劳和高循环疲劳的影响。焊缝是特别容易发生疲劳的位置。套管系统的焊缝通常包括内管以及

外管连接的分隔壳体或分隔套管上的对接焊缝。应特别注意处于腐蚀环境的内管内表面的疲劳评估，以及处于海水环境的外管外表面的疲劳评估。

整体屈曲

因为海床上的套管系统存在有效轴向力及（垂直和水平）失直度，所以会出现整体屈曲，即隆起屈曲或侧向屈曲。如果套管系统采用的是不连续抛石，就需对隆起屈曲进行研究，但所有情况下都应对侧向屈曲进行研究。

17.2.4 设计标准 Design Criteria

17.2.4.1 基于应力的设计标准 Stress Based Design Criteria

基于应力的设计标准指根据所考虑的设计情况，将环向应力和等效应力限制在规定最小屈服强度之内。在对材料降额因子进行适当考虑的情况下，内管和外管都可使用环向应力标准。

等效应力标准将 von Mises 应力限制在规定最小屈服强度之内。对于 D/t 比大于 20 的情况，应计算两轴等效应力，其标准可表达为

$$\sigma_{\mathrm{e}}=\sqrt{\sigma_{\mathrm{h}}^{2}+\sigma_{\mathrm{l}}^{2}-\sigma_{\mathrm{h}}\sigma_{\mathrm{l}}+3\tau^{2}}\leqslant\eta\cdot SMYS \qquad (17\text{–}1)$$

式中：

σ_{h} 为环向应力；

σ_{l} 为纵向应力；

τ 为剪切应力；

η 为利用系数。

对于 D/t 比小于 20 的高压管道，应计算两轴等效应力，其标准可表达为：

$$\sigma_{\mathrm{e}}=\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\sigma_{\mathrm{h}}-\sigma_{\mathrm{l}}\right)^{2}+\left(\sigma_{\mathrm{l}}-\sigma_{\mathrm{R}}\right)^{2}+\left(\sigma_{\mathrm{h}}-\sigma_{\mathrm{R}}\right)^{2}\right]}\leqslant\eta\cdot SMYS \qquad (17\text{–}2)$$

式中：

σ_{R}：径向应力。

17.2.4.2 基于应变的设计标准 Strain Based Design Criteria

对于高温（例如 120℃以上）管道，由于存在内部压力，使用基于应力的设计标准可能会严重影响环向应力承载力。在这种情况下，可用基于应变的设计标准替代基于应力的设计标准。最大等效塑性应变可计算为

$$\varepsilon_{P} = \sqrt{\frac{2}{3}\left(\varepsilon_{pl}^{2} + \varepsilon_{ph}^{2} + \varepsilon_{pr}^{2}\right)} \tag{17-3}$$

式中：

ε_{pl} 为纵向塑性应变；

ε_{ph} 为环向塑性应变；

ε_{pr} 为径向塑性应变。

累积塑性应变应满足 $\varepsilon_{p} < 0.5\%$，否则必须进行断裂评估。

17.2.4.3 局部屈曲设计标准 Local Buckling Design Criterion

内管和外管的局部屈曲承载力检验必须遵从第 3 章所述的标准。

17.2.4.4 整体屈曲分析 Global Buckling Analysis

套管系统的整体屈曲分析可参见第 10 章和 11 章。

17.2.5 岸上制造接头和现场制造接头 Fabrication and Field Joints

根据所选用的安装方法，岸上制造可能是套管出油管系统的理想选择，能缩短海上制造的时间，因为此类海上作业非常耗时，与单壁出油管相比生产率较低。岸上制造的场地要求取决于系统设计和当地的资源可用性。

大多数套管系统在海上安装前都需在岸上制造单独的套管接头。可将内管放置在外管内并向环形空间填充保温材料，或者将预先包覆保温材料的内管滑入外管。接头制造方法取决于所选择的套管系统、安装方法及安装船。为了满足安装方法的要求，接头制造方法应能在一次操作中制造出双接头、四接头或六接头。

对于S型铺设和J型铺设，现场制造接头非常关键。采用合适的方法有效焊接管道接头并维持保温层的完整性及机械特性是很重要的。有两种基本方法：第一种较适合于J型铺设，在内管的现场焊接完成后滑动外管将内管套入，使用合适的保温材料对现场连接的区域进行保温处理，然后焊接外管。此技术需要在管道滑动过程中仔细检查套管系统的完整性。因为在连接多个焊接工作站的作业线上无法滑动外管将内管套入，所以不适用于S型铺设。

17.2.6 套管的安装 Installation of PIP

17.2.6.1 安装方法 Installation Methods

随着水深的增加，管段悬挂于水柱中的总沉没重量的增加速率更快。套管系统通常要比单壁管重得多，因为市场上现有安装船的抗张承载力一般都比较小，所以抗张承载力就成为一个重要的设计因素。

深水管道的安装方法有S型铺设、J型铺设、卷管式铺设和拖管铺设。已有许多研究者对这些方法进行了详细说明，此处仅作概述，介绍每种方法的重要特点。

S型铺设法由S型铺管船使用，铺管船具备动态定位能力，其托管架有着非常大的离去角。S型铺管船的作业线较长并有许多工作站，因而其生产率较高。S型铺设法的特点是安装过程快速，适用的水深范围较大。其局限性为需要较大的抗张承载力及上弯段应变可能过高，因而在深水铺设大直径管道就受到限制。

J型铺设法可降低铺管张力要求。而且大型J型铺管船的移动能力更强，因而管道动态应力要比S型铺设法小，特别在托管架端部。但由于工作站数量和工作空间有限，其生产率较低。使用预制四接头或六接头可在一定程度上弥补此缺点。J型铺设通常不适用于浅水。

卷管式铺设法的效率极高，特别是对于较短的管道，因为重新装载的次数较少。该方法适用于外管直径可达18″的无混凝土层管道。管道盘卷和展开时会产生塑性应变，因而需特别注意锚固件处的应力/应变状态。直到现在，由于已有铺管船的抗张承载力都相对较小，其应用仍然受到限制。有几艘大型卷管式铺管船正在建造中，其抗张承载力极大并有巨大的滚筒和接近垂直的离去角，对于中小直径和长度的管道，卷管式铺设可有效替代J型铺设。

拖管铺设法有几种布置，如中等深度离底拖曳及坐底拖曳。对于长度较短的出油管，该方法非常经济。但其受到一些因素的限制，例如拖船的最大拉力、洋流条件、合适的岸上制造和下水区以及拖曳路径沿途的海床地形和土壤条件等。拖管铺设法特别适合于安装用较大外管将几根出油管和脐带缆包覆在一起的管束。

17.2.6.2 安装分析 Installation Analysis

首先，作为壁厚和钢材等级选择工作的一部分，应针对最不利情况进行铺管能力检验。当确定壁厚和钢材等级后，进行详细管道分析，涵盖正常铺管作业和应变作业。

静态正常铺管分析可确定整个管道路径沿程各管段的最优铺管参数，即驳船张力和 J 型铺设塔的倾角。然后针对选择的静态条件进行动态分析，确认所产生的应力 / 应变可以接受并且船只具有足够的张紧能力。管道在下降至海床过程中或在不利天气条件下悬挂于水面下时会受到应力的作用，应根据各种应力范围对焊缝的累积疲劳损伤进行估算。

17.3 管束系统 Bundle System

17.3.1 概述 General

管束系统由外输送管、内套管、几根内出油管和脐带缆组件、保温系统以及诸如定位器、阀、锚链和支撑等这样的附件构成。输送管是连续管状结构物，内含出油管和套管，可在安装过程中为管束组件提供额外浮力，运行过程中提供结构强度机械保护并为出油管提供无腐蚀环境。套管用于为内出油管提供干燥的加压格间。内出油管是分支较少的连续管道，用于在油田内输送油气流体。定位器

是无应力分布的附件，在管束结构中对出油管进行定位和支撑。管束末端通常是锚固件，为有应力分布的隔板。为方便安装可在管束上连接压载链，用于调节沉没重量以适合拖曳安装。四通是刚性短出油管，用于将管束/出油管与结构物进行连接。

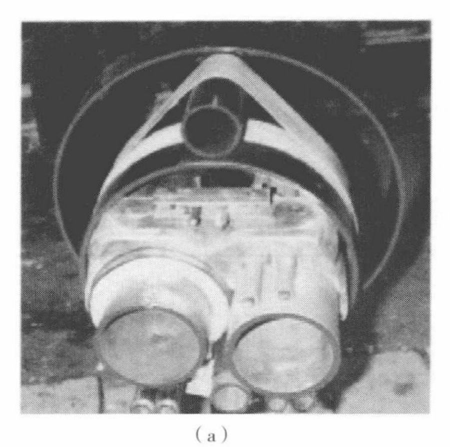
管束的优点包括[3]：

- 通过将海底结构物整合在拖曳式生产系统中可以不再需要重吊船；
- 在岸上建造、检测并试运行整个系统，因而可减少海上安装时间；快速连接并试运行以便尽早首次出油；
- 使用控制深度拖曳法可进行低应力安装并减少海底连接和四通安装数；
- 结构设计中整合了保护，并且将基于重力或桩的设计用于海床稳性；
- 提高流动保障和热管理；
- 在内出油管失效的情况下，通过将漏油控制在输送管环形空间以限制泄漏；
- 当使用 DNV-OS-F101 设计规范时可降低出油管的安全等级；
- 使用抗腐蚀合金衬里管替代复合管或抗腐蚀合金无缝管；
- 高温出油管设计。

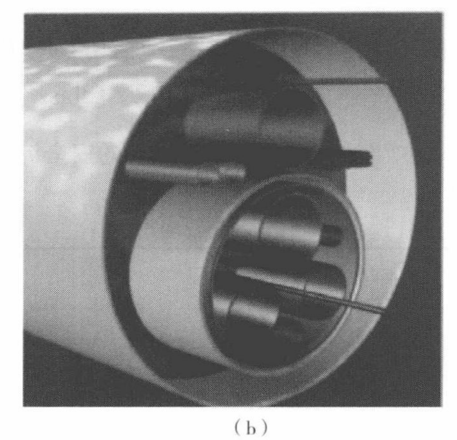
17.3.2 管束结构 Bundle Configurations

管束结构可分为传统结构和新型结构。传统结构主要为基于输送管的系统，管束系统的其他组件都包含在输送管内，输送管可提供浮力并起到机械保护的作用。新型结构无输送管或内套管，一种方法是所有出油管都使用单根或多根浮力外管。图 17.9 为管束的两个样例。典型的套管系统主要包含以下组件：

- 出油管（内管）；
- 输送管（外管）；
- 保温层；
- 控制/化学剂管；
- 电力、信号及数据电缆；
- 定位器；
- 锚固件；
- 压载链；
- 阳极。



（a）



（b）

图 17.9　管束结构

（a）Drake F-76 管束[1]　（b）Subsea 7' s管束[3]

管束结构必须达到重量和浮力要求。此外，当选择管束结构时，应考虑以下原则[13]：

- 管束重心必须位于输送管水平中心线下方尽量远并且尽量接近输送管垂直中心线的位置。
- 管束锚固件处的出油管之间应留有足够的距离以方便制造。
- 出油管和套管之间应选择最小间隙以便传热。
- 结构必须考虑到能够设计合适的定位器。

17.3.3 结构设计和分析 Structural Design and Analysis

17.3.3.1 管束系统的设计要求 Design Requirements for Bundle System

作为最低要求，管束系统应设计为能够防止以下潜在失效模式：

- 使用极限状态；
- 最大极限状态；
- 疲劳极限状态；
- 偶然极限状态。

17.3.3.2 管束安全等级的定义 Bundle Safety Class Definition

出油管、套管和输送管的安全等级如表 17.2 所示，除非客户另外指定：

表 17.2 管束安全等级的定义

管道	下水和安装	运行
输送管和套管	中	低
出油管	低	中
加热管	低	低

17.3.3.3 功能要求 Functional Requirement

设计压力

管束系统的通用设计压力必须基于工艺数据。安装过程中输送管和套管的内压至少应比预期水深处的压力高 1bar。

水压测试压力

出油管、加热和服务管道系统的水压测试压力必须基于 1.25× 设计压力。

设计温度

设计温度必须基于工艺数据，应避免管束系统沿程发生显著温降。

清管要求

如果管束系统设计上需要进行清管，那么就必须满足几何外形要求。对于需要清管的管道，其最小弯曲半径应为管道标称内径的 5 倍。必须将管道测量作为岸上和海上系统检测的一部分。

17.3.3.4 保温和加热系统 Insulation and Heat-up System

应满足以下涉及管束系统保温和加热功能的要求：

- 正常运行过程中系统的温度必须高于水合物生成温度；
- 产品管道的最低到达温度必须高于水合物生成温度；

- 最小停输时间必须小于产品管道内的流体温度达到水合物生成温度的时间；
- 为了融化腊，必须能够将系统加热至特定温度以上。

冷却时间是确定管束保温要求的关键因素，因而保温层厚度的设计应基于最短冷却时间。如若可行，保温层结合主动加热必须满足加热要求。

管束热设计时应考虑以下因素：

- 最高 / 最低运行温度；
- 冷却时间；
- 加热时间。

管束热分析时应分析以下条件：

- 稳定状态：

管束稳定状态热性能评估包括计算 U 值和工艺流体特性。

- 管束冷却：

管束冷却热性能评估包括对稳定状态分析的初始冷却特性进行转换并计算管束冷却时间。

- 管束加热：

管束加热性能评估包括计算初始和最终加热状态下的工艺流体特性以及管束加热时间。

以下加热系统运行参数是设计时需考虑的因素：

- 热媒最大流速；
- 加热时间；
- 加热系统容量。

管束内的传热和管束加热时间取决于以下因素：

- 管束结构和组件的相对位置；
- 管束长度；
- 热媒温度；
- 出油管流体的特性。

17.3.3.5　管束中的脐带缆 Umbilicals in Bundle

以下为脐带缆的通用功能设计要求：

- 冗余水平应与带有独立脐带缆的系统相同；
- 制造和检测过程中应对控制系统进行保护；

● 制造及在海床上安装过程中 / 后应进行系统检测；

● 应使用全焊接无缝管；

● 应使用整根电缆以避免插接，电缆需有合适的外绝缘；

● 电连接器需与管束的阴极保护系统保持电气绝缘，以免在金属部件上出现钙质层；

● 组件的位置应能尽量减小温度效应；

● 必须能够单独更换任何管道、控制跨接管或电气跳线；

● 连接系统应与出油管连接系统兼容；

● 对将来系统延伸进行计划。

17.3.3.6 设计载荷 Design Loads

临时阶段载荷

临时阶段载荷是管束组件分析的一部分，可概述如下：

● 制造过程中的起吊和支撑；

● 套入套管并对出油管和套管段施加张力；

● 将套管套入输送管；

● 在套管上支撑内部管束；

● 对完工出油管进行静水检测，随后对套管和输送管进行泄漏检测；

● 连接牵引头后下水；

● 从制造处拖曳至现场；

● 在指定的现场位置进行安装；

● 对管束出油管和输送管注水，随后对出油管进行水压测试。

运行阶段载荷

运行阶段载荷是出油管分析的一部分，可概述如下：

● 出油管静水压溃，需虑及轴向张力和支撑条件；

● 运行过程中的膨胀载荷，需虑及热和压力产生的作用力以及输送管、套管和输送管悬跨段的支撑条件；

● 管束的稳性，需虑及极端波浪情况下的环境力、出油管的运行状态以及安装后管束出现的残余曲率 / 位移；

● 输送管膨胀，需虑及管束的现有运行状态，包括热 / 压力产生的载荷、输送管的安装残余曲率 / 位移以及可能出现的悬跨情况。

此外如果管束内有套管保温系统，则应评估热 / 压力效应对套管和相关保温锚固件完整性的影响。

载荷组合

管束设计应使用下述的最不利载荷条件：

- 仅功能性载荷；
- 功能性载荷加上同时存在的环境载荷；
- 偶然载荷。

功能性载荷为出油管管束系统正常运行时产生的所有载荷，此外还包括下水和安装过程中产生的载荷。环境载荷通常为波浪、风或海流产生的直接载荷，还可包括安装过程中环境传递至管束系统的间接载荷。

设计程序和接受准则

管束系统的设计必须能够确保系统满足功能需求并在所有失效模式下都可保持足够的结构完整性。原则上可将传统单管的设计程序和接受准则应用于管束系统，但需要进行一些特殊的设计考虑，本节将对此予以介绍。

管束系统的设计程序

管束设计的第一个要求是确定输送管的尺寸，输送管尺寸确定后需考虑管束的坐底稳性、拖曳应力及机械保护等。推荐的设计程序如图 17.10 所示。

通常将输送管视为安装辅助设备，安装后输送管可保护出油管免受冲击损伤。当输送管内含能够提供冷却或加热的流动流体时，因为可将其视为管道，所以需如此考虑。

一般根据工艺数据确定出油管的尺寸。出油管的壁厚取决于内部压力。但对于高温应用，特别是采用了抗腐蚀合金材料，确定出油管尺寸及材料特性时必须考虑到热载荷，特别是材料，因为将在更高温度下使用。

保温“*U*”值通过热分析和工艺分析确定。管束设计需要保温层的重量和体积数据。厚聚合物保温层会使输送管横截面较大而内部重量相对较小，导致浮力过大。在这种情况下应考虑对出油管注水以提供额外重量。

管束所有组件的重量必须予以确定。浮力计算时通常只考虑输送管的位移，外部阳极、夹具及阀的位移则通过在重量计算中使用其沉没重量来确定。确定重量和位移旨在得到所需的输送管直径，使其产生的浮力达到 200 N/m +3% 钢管重量。3% 为重量公差，200 N/m 适用于直径不小于 32in 的输送管。如果直径小于 32in 就应使用 100 N/m。可通过对重量和浮力进行迭代计算得到输送管的最优尺寸。

需对安装沉没重量、膨胀分析及出油管等效应力进行考虑，确保管束安装后能保持稳定，并且对出油管无负面影响。

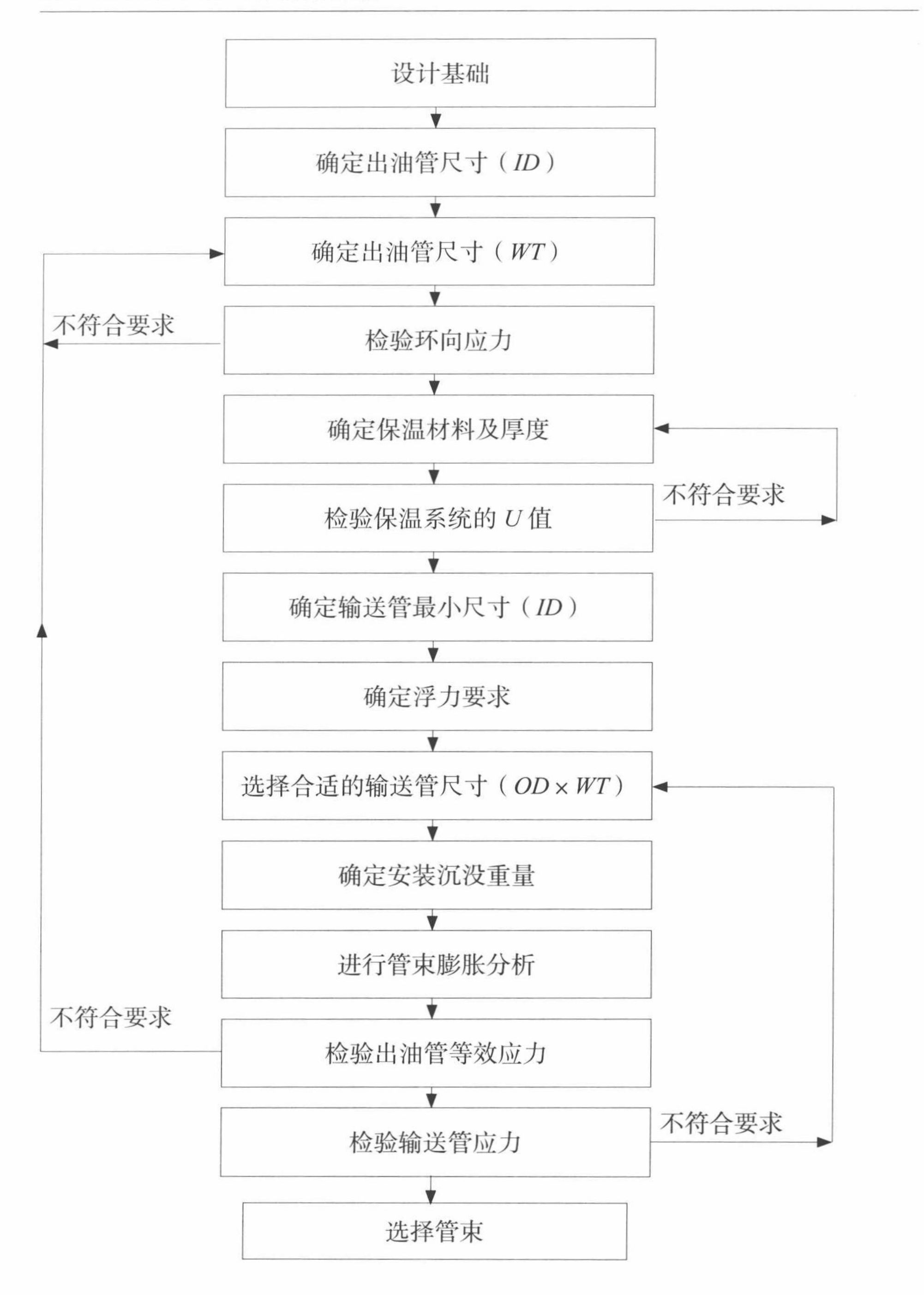


图 17.10　管束系统的设计流程图

需将管束的沉没重量与满足莫里森经典二维理论所需的最小管束沉没重量进行比较。设计波浪导致水质点周期性变化的水平速度应与管束高度处的稳定底流速度叠加。当实际沉没重量大于使用 1.1 安全系数计算得到的最小值时，即可以认为管束是稳定的。出油管中油气产品的温度和压力所致的管束膨胀也必须予以考虑。管束安装后其几何结构应该是出油管仅在末端由坚固的锚固件与输送管连接，其余部分则通过定位器进行支撑并保持出油管和输送管之间的相对位置及相互平行，输送管由海床提供支撑。出油管膨胀在锚固件上施加载荷，并导致由海床摩擦力约束的输送管发生移动。管束系统的边界位于未约束端部及相关固定点。管束膨胀分析包括确定作用于系统的内力和外力、计算系统的轴向应变以及对未固定管束的轴向应变进行积分并确定膨胀情况。

检验出油管的等效应力非常重要，特别是高温应用，不仅因为产生的热载荷更大，而且因为有些材料的屈服强度也会降低。

选择输送管时应注意其应力，并需根据膨胀分析所确定的应力进行审核。

17.3.3.7 管束系统的设计标准 Design Criteria for Bundle System

应根据第 4 章所述标准设计输送管和套管。对于 *D/t* 较大的输送管和套管，其弯矩的扣减值需基于第 4 章定义的最大容许弯矩标准。

安装过程中输送管的整体等效应力必须限制为屈服应力的 72%，安装过程中输送管的局部等效应力必须限制为屈服应力的 90%。

壁厚设计标准

套管系统的管道壁厚设计应考虑以下因素：

环向应力

环向应力标准原则上适用于套管系统，但需进行以下特殊考虑：

安全区 1 内的出油管和加热管以及安全区 2 内的输送管的容许环向应力必须限制为 0.8* 规定最小屈服强度。

外部静水压导致的压溃

壁厚在设计上需能避免管道因外部静水压而压溃。可根据第 3 章进行压溃分析。应对输送管和套管加压，使其压力大于安装区域最深处的最大外部压力 1bar 以防出现压溃。

局部屈曲

出油管、套管和输送管在设计上应能承受外部压力、轴向力和弯曲最不利组

合所导致的局部屈曲。可根据第 4 章进行设计。

坐底稳性

壁厚设计应足以确保管束的坐底稳性而无需使用任何额外方法。

安装应力

壁厚应足以承载安装作业产生的静态和动态载荷。

水压测试和运行压力

对于水压测试和运行过程中所有功能性和环境载荷组合，壁厚应足以确保在其作用下出油管、套管和输送管的完整性。

管束热膨胀设计

设计必须考虑到压力和 / 或温度变化所导致的管束膨胀和 / 或收缩。管束膨胀分析时应使用设计压力和最大设计温度。套管也需要予以考虑。

管束保护设计

管束系统设计上应能承载安装物周围禁渔区之外的拖网载荷。必须保护出油管和脐带缆免受安装物周围坠落物体的损伤。输送管和管束牵引头的防护应足以承受冲击能量为 20 kJ 的坠落物体。

保护结构设计中的坠落物体冲击载荷需视为破坏极限状态条件。

防腐设计

根据相关规范进行阴极保护设计。

为了保护管束外部钢表面免受腐蚀的影响，可考虑采取阴极保护并结合适当的防护涂层系统。

套管防腐可采用在输送管环形空间的流体中注入化学抑制剂的方法。

套管内的出油管需保持在干燥环境中，因而无需阴极保护系统。

锚固件和牵引头的结构设计

锚固件为牵引头装置的主要组成部分。在所有临时和运行阶段，牵引头结构都必须保持稳定。稳性可用静重及最大环境和意外载荷作用下的滑动和倾覆来表达。牵引头结构设计需根据相关结构设计规范，例如 API RP2A。

管束配件设计

应根据管束配件的功能要求，采用相关设计规范对其进行设计。

制造和施工设计

应对设计进行检验和分析，确认选择的管壁厚度足以承载制造和施工阶段的载荷并确保管道应力值保持在规定范围之内。

17.3.4 管束安装
Bundle Installation

将管道拖曳至安装位置可使用多种拖曳方法，这些方法可根据管道浮力及进行拖曳的相应水深进行分类。将管束拖曳至安装位置主要有三种方法：

- 底拖法；
- 控制深度拖曳法；
- 浮拖法。

底拖法由一艘或多艘拖船沿着海床拖拉管束，通常需在管束上连接一些浮箱。本方法主要在墨西哥湾得到应用，但需要精确测量拖曳走廊，确保无障碍物，并且必须对所有管道交叉处进行保护[14、15]。

浮拖法在水面拖曳管束，使用或不使用附加临时浮箱。该方法使用并不广泛，原因是担心天气状况导致的弯曲疲劳以及与穿越管束拖曳路径的船只发生碰撞的风险。浮拖法从管束拖曳技术发展而来。可根据相对重量和浮力以及坐底稳性要求对出油管或输送管注水。对于单管或双管安装，该方法的成本要比其他方法低得多。

顾名思义，控制深度拖曳法在海床和水面之间的水中拖曳管束。如果管束长度为 5~7 km 并且水深约为 100m，那么使管束保持平直稳定而不摇动就比较合适，管束发生摇动便会上浮至水面或下沉至海床。该方法主要由 Subsea 7 在北海使用。

17.3.4.1 控制深度拖曳法安装管束
Bundle Installation by CDTM

最实用可靠的管束安装方法是控制深度拖曳法（CDTM），这是一种海底管道安装方法。

控制深度拖曳法的原理是在两艘前拖船和一艘后拖船之间拖曳运送管束。通过控制拖曳速度并结合由后拖船后牵引头保持的张力，就可在拖曳过程中控制管束构形及其倾斜程度。拖曳期间必须对重要参数进行连续监测，如果需要应予以调节，使管束保持所需的构形并远离海床，标准拖曳位置为海平面下约 30m 处。

完整安装管束系统包括以下主要作业：

下水

完成制造和检测后，管束将配备用于拖曳和安装的压载链、遥测系统及其他

安装辅助设备。管束系统下水各阶段的管道破裂和拉力也需要进行计算和评估。

拖曳前的准备

拖曳前的准备工作包括牵引头检查、调整、管束沉没重量检验以及拖曳准备。

拖曳至现场

采用控制深度拖曳法沿着预先测量过的路径将管束系统拖曳至现场。拖曳过程中，拖动压载链会产生“升力”，因而可减小管束的沉没重量。此升力使管束完全离开海床并可开始实施控制深度拖曳法。拖曳接近现场时，在管束安装区前方的指定放置区将管束下降至海床上。

现场安装

可通过远程干预对管束系统进行现场安装，远程干预可由遥控潜水器直接实施。管束以离底方式被低速拖曳至安装区。在管束上增加重量后就可以开始离底拖，在离底拖过程中必须一直监控管束的位置。管束将沿直线拖入，并需为前牵引头确定一个临时目标位置。确认牵引头和管束的位置后，即可开始对管束注水使其下沉。

控制深度拖曳法需运送悬挂在两艘拖船之间的管束，管束由经过全面检测的预制出油管、控制电缆及脐带缆构成。拖曳还需要一艘船作为巡逻 / 测量船。为了在拖曳过程中保持控制，设计和施工时管束的沉没重量必须在规定公差的范围之内。

管束在设计上是具有浮力的，这可以通过将成束管道、控制电缆及脐带缆等包覆在输送管中实现。沿着输送管以固定间距连接压载链，用于克服浮力并提供合适的沉没重量，如图 17.11 所示。输送管应使管束略微具有正浮力，然后将压载链连接在其下方。随后可将管束拖曳至遮蔽海湾。由于具有正浮力，输送管从海床浮起并带起压载链直至悬吊的链环足以抵消浮力。如若需要，遥控潜水器可方便地切断压载链，以便调整管束进行拖曳。

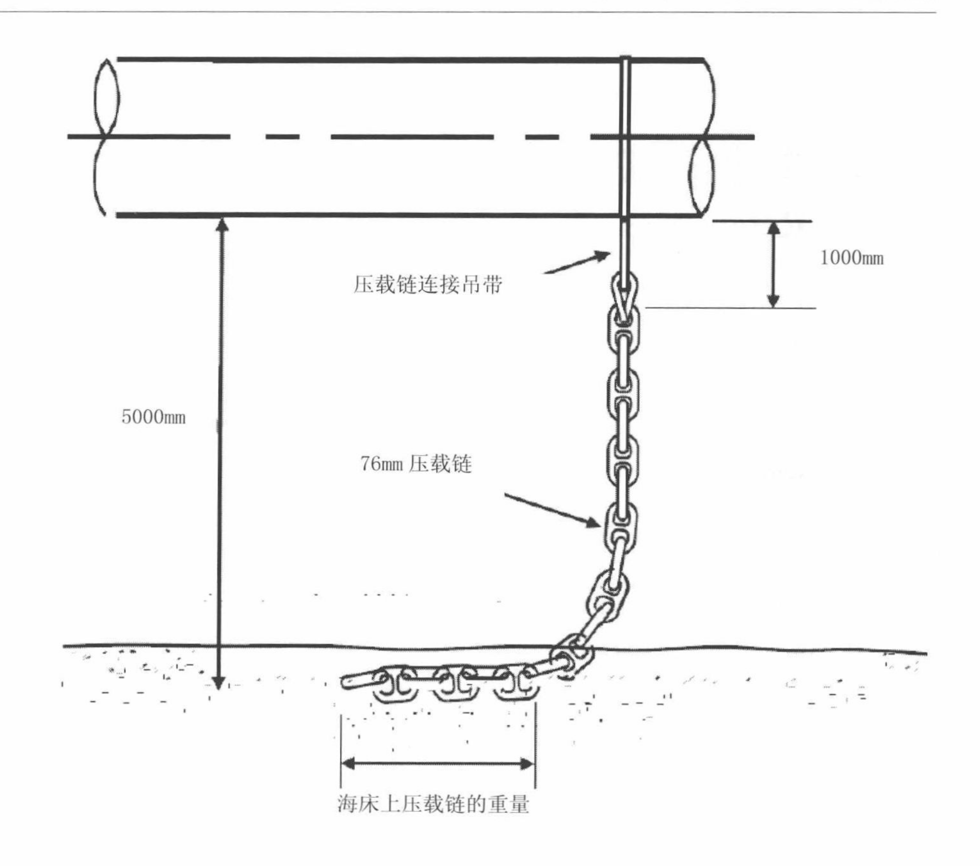


图 17.11　控制深度拖曳法[3]

拖曳速度会在管束上产生直接抬升和拉直作用。通过控制拖曳速度并结合拖船施加的张力可保持管束拖曳特性和倾斜程度。

调节拖缆长度、拖缆张力、拖曳速度以及拖船的相对位置即可对拖曳进行控制，这样就能在特定环境条件下将拖曳深度、悬链线形态、应力及移动限制在规定作业极限的范围之内。拖曳过程中应使管束远离海床以保证拖曳路径安全且无障碍物。为了减小水面波浪的影响，牵引头需保持在水面下。牵引头的深度通常约为水面下 30m，但通过调节拖缆长度可增加或减小此可控深度。

到达现场后，调节控制参数（拖缆长度、前进速度及张力）使管束逐渐下沉并停留在海床平衡位置，压载链下部搁置在海床上。一旦管束处于此位置，即可通过离底拖方式方便地移动至最终位置，此时牵引头位于所需目标区域。然后向输送管环形空间注入海水并将管束放置在海床上。

17.4 参考文献 References

[1] R. McBeth, An Overview of Pipeline Configuration Alternatives. Presentation at the Alaskan Arctic Pipeline Workshop, Minerals Management Service, Anchorage, Alaska, November. 1999.

[2] R. Carmichael, J. Fang, and C. Tam, PIP Systems for Deepwater Developments, Proc. of Deepwater Pipeline Technology Conference, New Orleans, 1999.

[3] I. Watson and P. Walker, Bundle Pipeline Systems & Shell FRAM Development, Lunch and Learn with Shell and Subsea 7, Mar 21, 2012, Subsea UK.

[4] http://www.isover-technical-insulation.com/MARINE-INSULATION/Applications.

[5] S. Denniel, C. Blair, Aerogel Insulation for Deepwater Reelable PIP, OTC 16505, 2004.

[6] J. W. Devol, PIP Centralisers Go Deep Offshore, Oil & Gas Engineer, 2011.

[7] http://www.kwltd.com/services-kw-PIP-pip.php.

[8] J. Boi, B. Lynch, and C. Sloan, Development and Application of Reelable PIP Bulkhead Technology, OTC 23112, 2012.

[9] http://www.subsea.co.uk/subsea-sealing-solutions/waterstop-seals

[10] P. Jukes, A. Eltaher, J. Sun, Extra High-Pressure High-Temperature Flowlines -Design Considerations and Challenges, OMAE 2009, Honlulu, Hawaii.

[11] P. Jukes, F. Delille, and G. Harrison, Deepwater PIP Qualification Testing for 350 F Service, IOPF2008-922, Houston Texas, 2008.

[12] M. Dixon, and M. Patel, Analysis Methods for PIP Systems, 1999.

[13] M. McKelvie, Bundles-Design and Construction, Integrated Graduate Development Scheme, Heriot-Watt University, 2000.

[14] R.J. Brown, Past, Present, and Future Towing of Pipelines and Risers, OTC 18047, 2006.

[15] R.J. Brown, Installation Case Study: Pipe Bundles and Risers Clarion Technical Conferences Marine Pipeline Engineering Course, Houston, 2004.

第 18 章　抗震设计

Seismic Design

18.1 引言 Introduction

当管道系统穿过不同的震害区域时，许多潜在的损害如悬崖交错时的斜坡不稳定性、土壤液化和断层移动等可能会冲击管道系统。不同类型的地震危害通常向海底管道系统施加危害性岩土载荷。在某些极端情况下，此类地震危害性所致的载荷可能大到足以使海底管道系统出现屈服并遭受塑性变形。由地震引起的海底管道的损伤和毁坏情形可能会对运行寿命产生严重影响，因为这会导致出现因中断服务、火灾、爆炸和环境污染等带来的明显经济损失。此类灾害的实例包括：1964 年阿拉斯加大地震、1971 年圣费尔南多大地震、1976 年危地马拉地震、1987 年厄瓜多尔地震、1995 年神户大地震、2003 年阿尔及利亚地震。从许多地震事件的回顾中得出的概述性结论表明，对于埋地钢管，地面地震波对长直管道完整性的直接影响一般并不显著。在因土壤失效而使地面永久变形的地方，可能会对管道完整性产生严重影响。对于裸置管道，地面地震波和地面永久变形都会对管道产生严重损伤，其取决于管道几何形状以及所连接的结构物。

地面地震波使埋地管道产生应变。然而，由于动态激励的惯性影响很小或没有，使得应变值很小，且通常在管道材料的屈服断裂阈值内表现良好。因此，地震波的直接影响预计一般不会导致埋地管道断裂或屈曲失效。尽管如此，地震波会导致裸置管道系统产生损伤，尤其在交接区域，如从埋地至裸置的过渡管段以及管道通向后续结构物的搭接管。总之，有关埋地管道和裸置管道的地面永久变形抗震分析以及裸置管道的地面地震波抗震分析均需应用于管道系统的设计。

许多海底管道的埋地处理通常是为了浅水区内的稳性和机械保护；否则就将其铺设在海床上。本章内容将涉及：

- 说明可用于海底管道的抗震设计规范、标准和设计标准；
- 探讨断层交错带和地面地震波的通用设计和分析方法；
- 采用承受基础失效所致的地面永久变形的埋地管道静态模型以及承受地面地震波的裸置管道时程动态模型来呈现设计和分析实例；
- 对海底管道避免地震危害的减灾方法进行概述。

18.2 地震的危害性 Seismic Hazards

地震期间管道系统无论是陆上的还是离岸的，其损伤均可能源自于土壤失效所致的地面波扩展和地面永久变形。主要的土壤失效如下：

- 地表断层；
- 滑坡；
- 液化；
- 不均匀沉降；
- 地裂；
- 地震波扩展。

18.2.1 地表断层 Surface Faulting

地表断层是与邻近部分地表壳层相对位移有关的地表变形。地表断层位移可在地震期间迅速发生。另外，相对较小的位移可经过数年逐渐累积成为地震蠕变。

无论是埋地的还是裸置的海底管道，地表断层交错带均是其主要危害之一。针对不同土壤移动的断层交错带，已进行了许多调研工作。地表断层是考量埋地管道的一个重要因素，因为穿过断层区的管道必定呈纵向变形且弯曲以适应地表面偏移。对于铺设在海底顶部的管道，断层移动一般影响极小（如果有的话）。但是，可能会出现这样的情形，即海底断层产生垂直偏移，这会导致悬跨管道被抬升至海底上方，并可能导致产生海流所致的涡旋感应振荡，然后引起管道疲劳损伤。

图 18.1 为断层移动分类，其中地表断层系根据相对于地表面的移动方向进行分类。走滑断层是一种主要地面移动为水平位移的断层。正滑断层和逆滑断层分别为上覆层相对于断层下覆层向下和向上移动的断层。

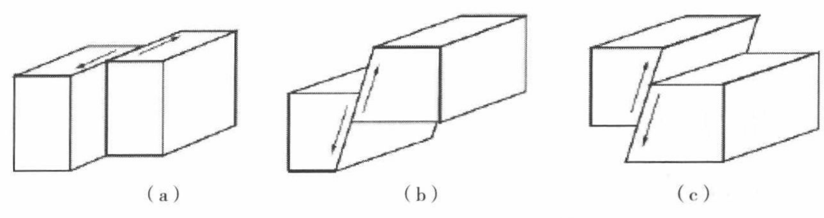


图 18.1　地表断层移动分类[1]

（a）走滑断层　（b）正滑断层　（c）正滑断层

地表面位移的量和类型是管道设计中抵抗断层交错带地面永久变形的主要因素。Bonilla（1982）[2] 总结出了一个简便公式，其与相对于地表地震波波幅的地表面最大位移相关，见下：

$$\log L = -6.35 + 0.93\,M_s \tag{18-1}$$

式中：L 为最大地表位移（单位：m），M_s 为地表地震波波幅。地震震级是依据历史地震活动和地理数据的设计标准之一。可从取自相似地震断层的位移数据中选择一个值用于管道设计，因为地震地表位移数据存在较大差异，这是该公式的基础。

张力作用下的管道在塑性范围内的变形能力有助于防止断层交错带出现断裂。如果管道无法在断层交错带避免受压缩，那么压缩应变应当被限制在局部屈曲标准之内。

18.2.2　滑坡 Landslides

滑坡多数由地震期间的强烈地表震动所触发，其包括岩崩、散体滑动、岩滑、土体坍塌、土块滑动、土壤崩塌，如图 18.2 所示。针对管道性能的潜在危害包括下述方面：

- 滑坡位移量；
- 相对于管道深度的滑坡深度；
- 与滑坡移动相关的地面位移类型；
- 相对于管道的滑坡移动方向。

潜在滑坡的近似估算可根据现有坡度以及对近地表物质的总体描述而进行。若干商用软件包可用于分析。应变 – 变形分析已应用于估算惯性不稳定性所致的永久变形。潜在应变和刚度降低法允许对源自相对简化分析的永久变形进行估算。

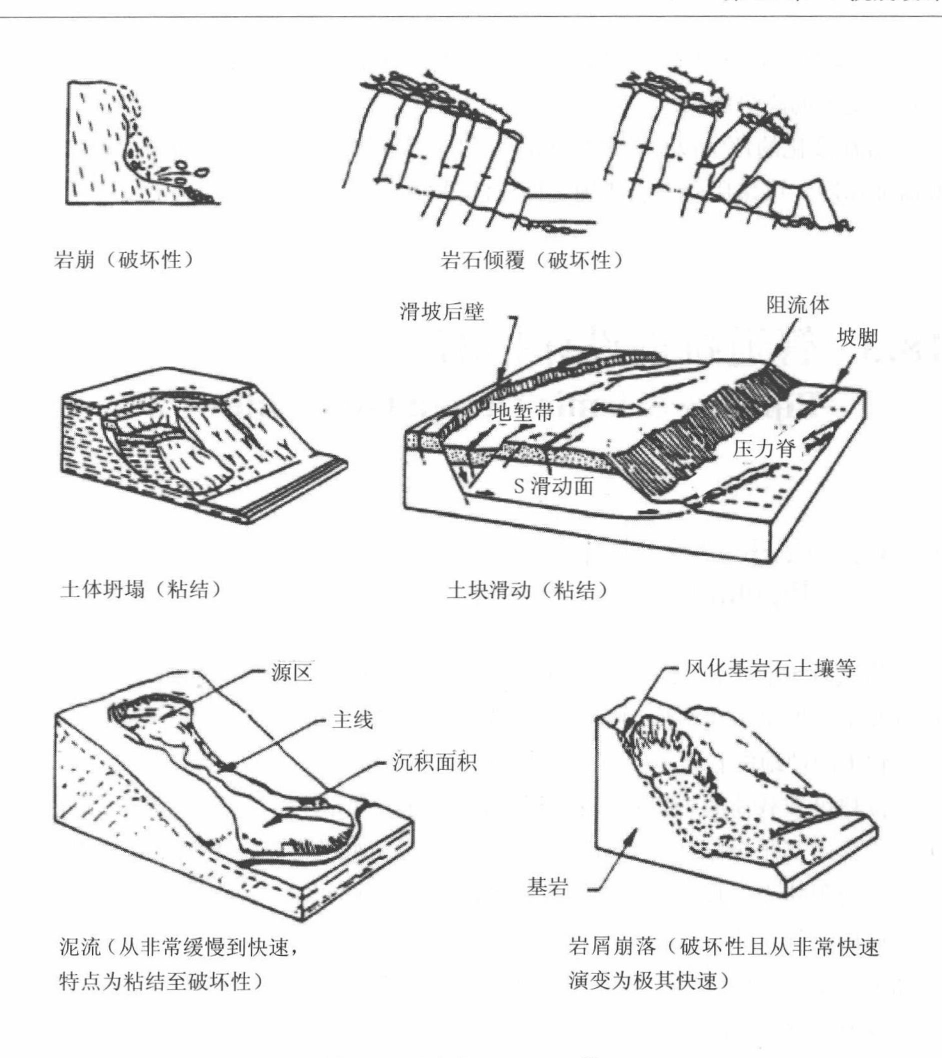


图 18.2　不同的滑坡类型[3]

18.2.3　液化 Liquefaction

液化是饱和非粘性土从固态转化为更接近液态的过程，其结果为孔隙水压力增加并伴有抗剪强度的损失。液化给管道带来的危害包括管道漂浮和下沉，因而在可液化土壤区域内，管道必须位于地下水位以下。当可液化土壤层处在致密或硬质土壤层下面时，会发生地面沉降。如果管道位于近地表致密土壤层，那么它

将承受地面沉降类位移。抗剪强度的损失表示液化土壤内地表结构中的承载失效和较大变形的趋势加大。

潜在液化的评估以地面峰值加速度和地震震级为依据。在相关地点估算地面峰值加速度，可采用概率法或确定性方法进行。

18.3 管道抗震设计指南 Pipeline Seismic Design Guidelines

18.3.1 管道抗震设计 Pipeline Seismic Design

有关埋地管道的大多数地震危害类载荷均因相对于管道的地面移动所引起。管道发生变形是为了适应地面移动，载荷是位移可控的。以最少土壤覆盖或在相对松软土内埋地的管道承受着地面移动所致的高轴向载荷，可能会经受隆起屈曲。承受位移可控载荷的管道系统其当前的设计标准和指南一般均为基于应变的设计类型，其中基于极限状态设计的可接受系统应变水平得到了限制（参见本书第 4 章基于极限状态的设计）。结合各种不同性能水平而对管道应变进行限制，是管道行业内实施调研工作的一个持续方面。对于埋地管道，在承受基础失效所致的外加地面永久变形的条件下，抗震设计中的重要参数是位移和应变。

美国土木工程师协会（ASCE）（1984）[4] 曾将一些已发表的有关抗震分析和设计的系统论文作为标准，成为油气管道系统的抗震设计指南。这些指南为管道即主要是陆上埋地管道的抗震设计考量提供了有价值的信息，同时也为埋设在粘土和砂中的管道提供了有关管 - 土相互作用的力 - 变形曲线方面的信息。ASCE（2001, 2002）[5-6] 也为陆上管系和埋地管道开发了抗震设计指南，但不适用于石油管道和离岸管道。美国机械工程师协会（ASME）表示，因偶发载荷如风或地震所致的计算应力极限值不会超过管道规定最小屈服强度（SMYS）的 80%，但这一说明并不构成设计方法的指南 [7]。DNV 在其标准“海底管道系统”中将地震载荷归类为偶然载荷或环境载荷，其取决于发生地震的概率。这也没有为离岸管道提供地震设计方法 [8]。然而，在选择和确定管道的抗震设计时，管道系统可能

并不适宜于常规的基于应力的设计，而是基于应变的设计。管道行业内的大量研究工作均在对高应变管道性能的理解中得到指导，近年来这一努力正持续明显地关注着基于应变的设计。

18.3.2 管道设计标准 Pipeline Design Criteria

ASCE（1984）[4] 建议，在管道承受地震所造成的地面位移时为评估其维系压力完整性可采用 3% 或 5% 的纵向拉伸应变。基于应变设计中的失效应变通常采用断裂力学法进行估算，至此，有关管道应变承载力的研究和实践已有较大进展。纵向压缩应变极限定义如下：

$$\varepsilon_{cp}=1.76\,\frac{t}{D}\text{且}\ \varepsilon_{cp}\leqslant 4\% \qquad (18\text{–}2)$$

源自于可用论文的试验数据（见图 18.3），其计算应变求解于式（18–2）。

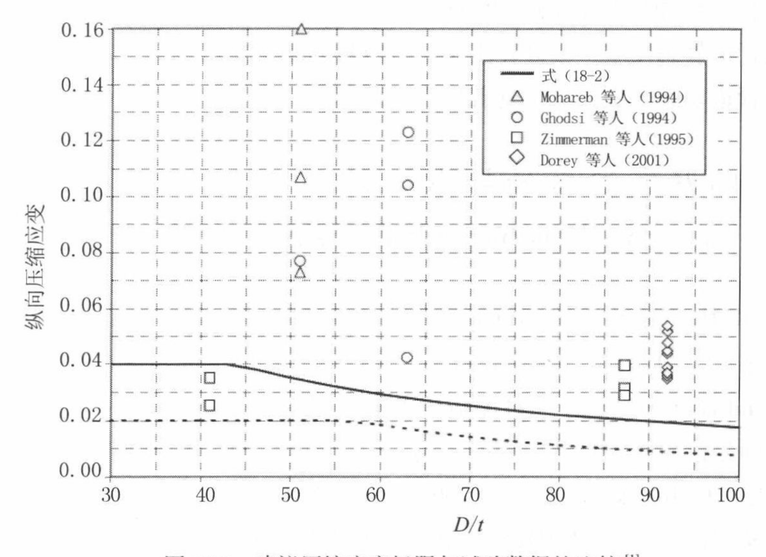


图 18.3　建议压缩应变极限与试验数据的比较 [1]

由 Mohareb 等人 .（1994）[9] 进行的试验专注于轴向载荷为常数的条件，7 个分析案例中有 5 个采用了恒定轴向载荷。Mohareb 等人 . 在管道试验中所施加的轴向力符合 45°　C 温差要求，其张力等于抵消因内部压力泊松效应所产生的轴向缩短所需要的力，其压缩力用于抵消试验试样封闭式条件所产生的张力。Ghodsi 等

人.（1994）[10] 重复了 Mohareb 等人.试验，但在试验试样的中心加入环形焊缝，借以评估环形焊缝对产生起皱的影响。Zimmerman 等人.（1995）[11] 进行了管道试验，用以检查起皱后行为，包括 X70 钢的压缩应变极限关系。Dorey 等人.（2001）[12] 所进行的试验项目专注于调研与产生起皱相关的应变。相较于式（18-2），这些试验数据的的采集点均晚于起皱成形和最大管道弯矩承载力形成之时。

在评估管道对地面永久变形的响应时压力完整性的纵向张力应变极限值定义如下：

$$\varepsilon_{tp} \leqslant 4\% \tag{18-3}$$

18.4 抗震设计方法 Seismic Design Methodology

开发用于管道设计的若干抗震分析法是用于预测管道对差异性地面移动的响应情况。主要考虑两种结构响应模型：

埋地管道静态模型，其处在土壤失效所致的断层交错带；

裸置管道动态模型，其承受着地面波载荷。

18.4.1 断层交错带的静态分析 Static Analysis of Fault Crossing

建议将特定假设条件下的两种典型分析法 Newmark-Hall（1975）[13] 和 Kennedy 等人（1977）[14] 应用于断层交错带分析。Kennedy 和其他人扩充了 Newmark and Hall 的想法，并对评估最大轴向应变的方法进行了一些改进。他们均已考虑到分析中侧向相互作用的影响。较大轴向应变对管道抗弯刚度的影响也需加以考虑。O'Rourke and Liu（1999）[15] 在报告中说，产生轴向张力的 Kennedy 走滑断层模型提供了与 ABAQUS 有限元分析最为匹配的结果，其依据是可用分析法的独立比较。ASCE 指南对 Newmark-Hall 和 Kennedy 方案给出了详细描述。必须加以强调的是，两种方案仅适用于张力作用下的管道，因为这一条件可能在其他不同的断层移动组合模式下得不到保证。

由于问题在于非线性特征显著，因此有限元分析是管道断层交错带设计的最通用工具。非线性有限元建模允许以各种参数来精确确定管道沿程上不同位置处

的管道应力 / 应变。管 – 土相互作用可以三维离散弹簧进行建模。管道被当作一系列有限的直线梁单元，其底部由承载弹簧支撑。然后将所产生的断层移动输入有限元模型中，以作为静态位移边界条件。展开分析是为了确定管道的平衡节点位置、弯矩、轴向力、应变和应力。下一节将解释采用 ABAQUS 软件对断层交错带进行有限元分析的详细实例。

18.4.2 地面波分析 Ground Wave Analysis

地面永久变形和地面地震波均会导致裸置管道和连接设备出现严重毁坏。以下有三种基本方法，可用于分析承受地面地震波的结构物的响应情况：

1. 静态分析；
2. 响应谱分析；
3. 过程分析。

总之，静态分析法非常适宜于结构物对所施加载荷的长期响应。然而，如果所施加载荷的持续时间较短，如在地震事件的情况下，则需进行时程动态的分析。

对于裸置管道，地震设计运动一般以地震时程地面运动或设计响应谱形式进行呈现，其以经估算的地面波和地面结构物特征为依据。

静态分析

管道被划分成单个跨段或一系列管段。静态地震载荷被认为与管段重量成正比。响应谱的峰值加速度系作为沿着管道分布的侧向力进行施加，需对弯曲应力和支撑响应进行计算。静态地震系数通常获自地震“区域”，其与地震加速度水平相符。许多设计软件程序均可进行静态分析，但这些方法主要应用于构建地震设计之中。

响应谱分析

在响应谱分析中则采用地面运动对比频率法。给定频率和阻尼时的最大加速度系根据地震图和土壤特性进行确定。阻尼越大，其加速度越小。经过分析可获取系统每一个固有频率的每一点和每一方向上的位移响应（平移和旋转）、载荷响应（力和弯矩）以及应力。管系中的计算载荷、位移和应力一般采用所有三个方向响应的平方之和的平方根进行计算。响应谱方法为近似法，但对初步设计研究较为常用，方法不昂贵。

时程分析

这一分析法包括在所施加载荷与后续系统振动的持续时间内实际求解动态运

动方程，同时假定在所有时间进行系统响应的真实仿真。在时程中，三个方向上地面地震波的地震时程地面运动（位移、速度或加速度作为时间函数）均被应用于系统的有限元模型，以获取系统的时程激励数据，包括应力、应变和反作用力。与响应谱分析法相比，时程分析法是一种精度更高、计算强度更大的方法，其最适宜于轮廓线已知条件下的瞬间加载。

本时程分析实例结合了采用 ABAQUS 软件的地面波移动有限元模型，内容详见下一节。ABAQUS 软件是一种用于开发地面土壤、管道和海底管汇连接有限元模型的选择性软件，因其能够精确仿真固态目标、管道、弯管、材料和几何非线性、土壤与管道之间的相互作用。ABAQUS 软件也能提高用于描述管 - 土相互作用的解析模型。此类模型通过定义作用于管道及其位移的力来描述弹性特性和完全塑性特性。这些定义适用于砂和粘土的使用，并可在油气管道系统抗震设计 ASCE 指南中发现其详细内容。

18.4.3 设计的抗震等级 Seismic Level of Design

两种设计等级一般应用于下述设计标准：

（1）偶发设计地震（CDE）。

（2）可能设计地震（PDE）。

偶发设计地震是一种震级较高的地震，其确定依据为管道具有 200~1 000 年典型重现期的地理地震评估。偶发设计地震的强度被用作设计极限值，其超过了导致管道失效的值，或者至少产生充分的破坏，中断运行。另一方面，可能设计地震是一种震级较低的地震，其假定对管道系统的破坏非常轻微，无需中断运行。在管道的寿命期限内均有可能发生此类事件，因此被视为设计环境载荷的一部分。可能设计地震所采用的重现期通常为 50~100 年。

18.5 分析样例 Analysis Example

为了探究离岸管道系统的地震响应，现例举下述两个研究实例[16]：

42in 埋地管道对地面永久变形的静态响应，这里的管道完全被埋置在天然海床中；

42in 裸置管道对地震波的动态响应，这里的管道被铺设海床上并与海底管汇相连。

18.5.1　断层交错情况下埋地管道的响应 Buried Pipeline Responses for a Fault Crossing

埋地钢管的直径为 42in、壁厚为 0.875in，属于 API 5L 等级 X65 材料，内含比重为 0.8 的石油。管道的回填材料是平均 3in 深的砂，密度为每立方英寸 120 磅，摩擦角为 35°　。

图 18.4 为地震所致断层交错带下的埋地管道略图。平面方向上的断层长度设定为 1.2m，垂直方向为 1.0m。埋地管道的静态分析系采用 ABAQUS 软件进行。在此，非锚定长度的变化取决于管道尺寸和轴向管 – 土相互作用力（摩擦力）。1 000m 长管道，两端固定，采用实例中的管道单元进行建模。

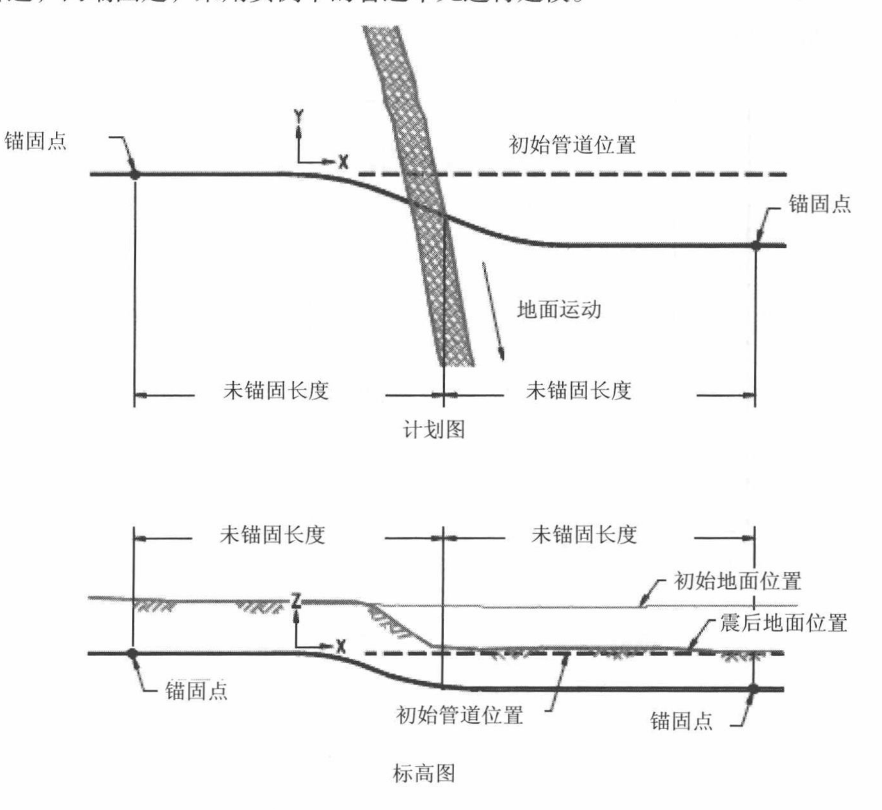


图 18.4　断层交错带下的埋地管道

轴向、侧向和垂直方向上的非线性管 - 土相互作用系借助于管 - 土相互作用单元和 f_t–x_t、f_p–y_p 和 f_q–z_q 力 - 变形曲线中的土壤特性进行建模。根据 ASCE 指南所建议的公式，管 - 土界面上单位长度最大轴向相互作用力 f_t 为 36.6kN/m，相应的最大变形 x_t 为 0.004m。单位长度最大侧向相互作用力 f_p 为 175.4kN/m，相应的最大变形 y_p 为 0.08m。单位长度最大向上相互作用力 f_q 为 38.0kN/m，相应的最大变形 z_q 为 0.044m。单位长度最大向下相互作用力 f_q 为 1450kN/m，相应的最大变形 z_q 为 0.13m。

图 18.5 为管道在断层交错带下 y 和 z 方向上的位移。管壁底部上的相应应力分布如图 18.6 所示。管道的最大 von Miss 应力超过规定最小屈服强度（SMYS）的 80%，不满足 ASME 标准。因此，设计中的埋地管道并不适用于会导致出现较大断层距离的地震震级。

管道的不同埋地深度的敏感性计算也表明，当其他参数相同时管道的最大应力和应变均与埋地深度成正比。为降低管道的受损程度，管道不应在地震断层交错带区域内埋地。

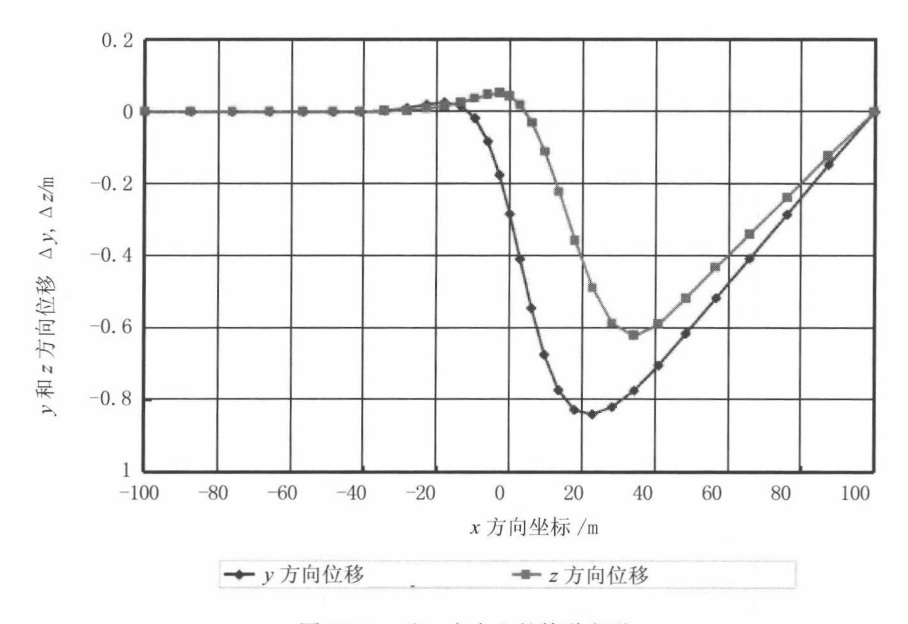


图 18.5　y 和 z 方向上的管道变形

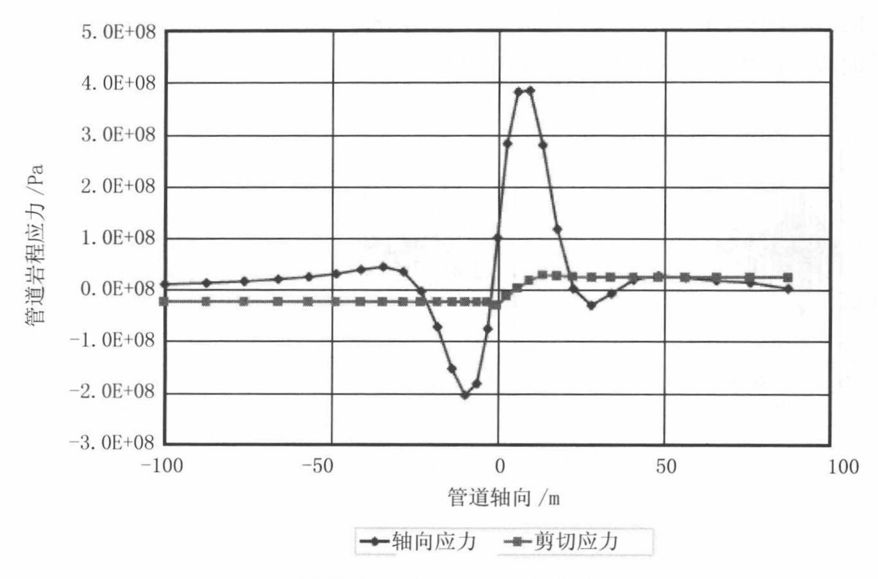


图 18.6　底部管壁上的应力分布

18.5.2　地表波作用下裸置管道的响应 Responses of Unburied Pipelines for a Ground Wave

离岸管道系统的地震动态分析系作为实例采用 ABAQUS 软件进行。这一管道系统由两条 42" 外径 x0.875" 壁厚（API X65）管道和一条 300 公吨海底管汇组成，如图 18.7 所示。管道内的油品比重为 0.8，内部压力为 600psi。需考虑到地震时砂液化所致的海底管汇沉降 0.1m。

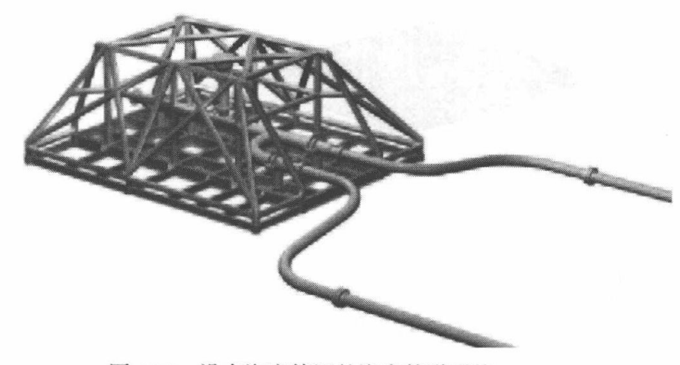


图 18.7　设有海底管汇的海底管道系统

动态分析中所采用的是 10s 地震事件。图 18.8 为 E-W、N-S 和垂直方向上的加速度时程。E-W、N-S 和垂直方向上的最大加速度分别为 0.34g、0.26g 和 0.25g。

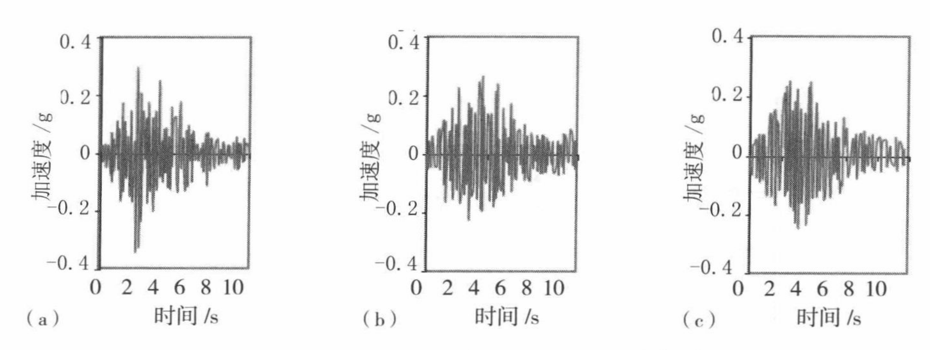


图 18.8　地面地震运动：E-W、N-S 和垂直加速度

（a）E-W 加速度　（b）N-S 加速度　（c）垂直加速度

在 ABAQUS 模型中，海底管汇作为实体箱进行建模。笔直和弯曲管段分别被作为三维梁单元和弯管单元进行建模。海床则作为在纵向和侧向上均有摩擦的刚性单元进行建模。管 - 土相互作用则通过线性接触压力关系进行建模。三个方向上的加速度均施加在海床上。如图 18.9 所示，Von Mises 最大应力 191.9MPa（27.8ksi）出现在搭接管上。图 18.10 为管道中 Von Mises 最大应力的时程。

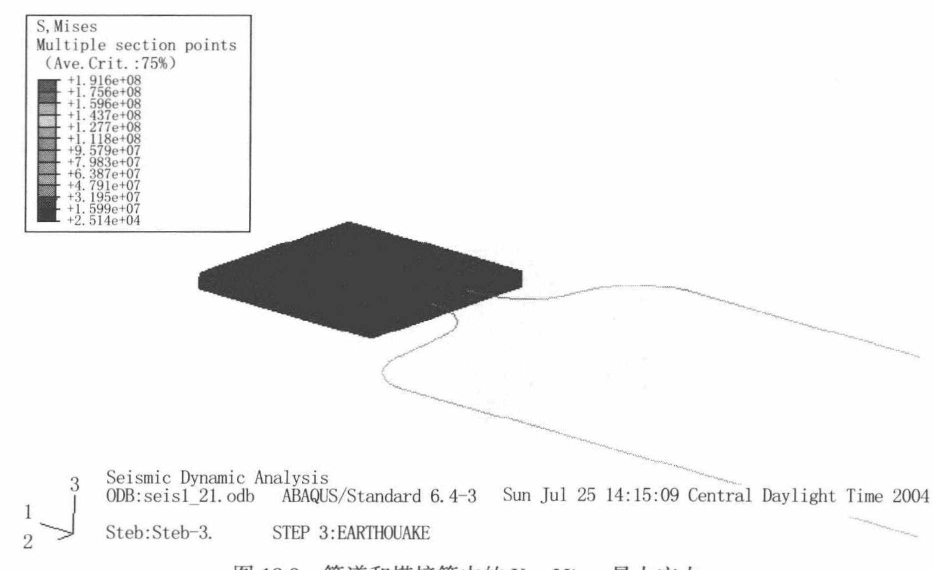


图 18.9　管道和搭接管中的 Von Mises 最大应力

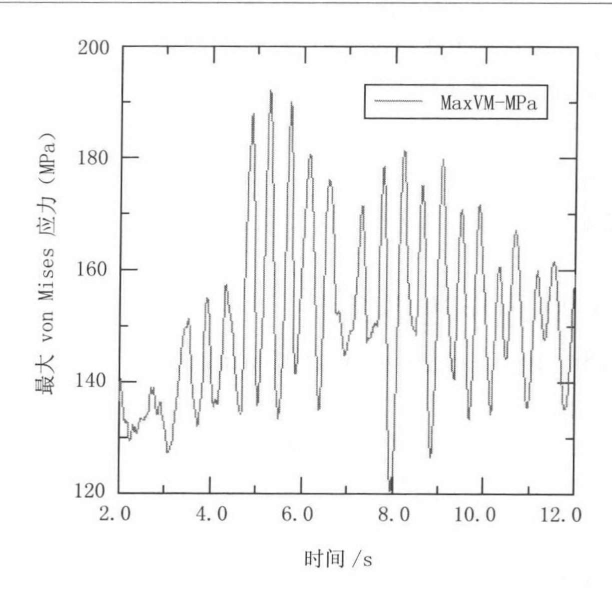


图 18.10　Von Mises 最大应力的时程

时程上的 Von Mises 最大应力总是出现在搭接管区域内。海底管汇和管道的固有频率和重量的差异导致海底管汇和管道的响应出现差异。因此，最大应力出现在搭接管区域内。

在此所呈现的抗震设计和分析法是为海底管道设计而开发的。通过静态分析和动态时程分析，它已成功地应用于断层交错带下埋地管道的地震分析以及海底管汇裸置管道的地震分析。敏感性分析结果表明，埋地管道的埋地深度以及管 - 土相互作用中的土壤刚度均为地震中影响管道应力的主要因素。

18.6　减灾方法 Mitigation Methods

如果发现管道响应超过了管道抗震设计的接受准则，那么有若干减灾方法用于改进震后状况。地震载荷作用下海底管道减灾方法的选择其根据为管道位置、预计失效模式、潜在附带损伤、风险接受理念和减灾估算成本。根据以往的海底

管道抗震分析经验，可选择下述减灾选项：

- 改变管道载荷和边界条件；
- 改进管道构形；
- 优化管道路径；
- 提高应急响应。

18.6.1 改变载荷和边界条件 Modifying Loading and Boundary Conditions

埋地管道对地面位移的承载力可通过减小土壤对管道移动的阻力加以改进，其中最为通用的方法是降低管道周围的土壤强度或管道的摩擦特性。埋地管道的减灾方法包括：

- 将管道放置在海床上而不是埋地处理，以降低土壤侧向阻力；
- 在管道表面采用平滑的低摩擦涂层，以降低土壤轴向摩擦阻力；
- 将管道埋置在浅槽沟内，覆以松散的回填材料，以解除对埋地管段的较大约束。然而，由于海底管道的其他规定和约束，这对其可用性起到限制作用。

对于裸置管道，改变管端的边界条件是一种降低管道地震应力的合适方法。

18.6.2 改进管道结构 Modifying Pipeline Configuration

可通过改变焊接条件、增加管壁厚度、采用高强钢材等级的管道材料、以感应弯曲或现场管道逐渐弯曲来替代锐角弯曲 / 弯管等加以改进，以提高海底管道对地面位移的承载力。

纵向容许压缩应变随管壁厚度的增加而增加，如图 18.2 所示。管道相对于土壤的抗弯强度和轴向强度也将得以改进。可在地面位移的每一侧安装自动的或是遥控的隔离阀，以减小管道出现破裂的可能。

18.6.3 管道路径选择的优化 Modifying Pipeline Route Selection

埋地管道上的土壤载荷系管道与周围土壤之间的相对移动的结果。为管道路

径选择合适的现场土壤特性，在抗震分析中起到重要作用。多数情况下，管道因土壤不稳定 / 失效而失效（例如，地层断层、滑坡、沉降、液化等）。因此，通过使至地面变形区的距离最大化来选择合适的管道路径，以避免恶劣的地理区域和危害，这将有助于防止管道在强地震时出现失效。

18.6.4 提高应急响应 Improving Emergency Response

正常的应急响应程序一般不适宜于应对震后恢复工作，因为在同一时间会有多种同步发生的紧急情形。改进并规划震后响应程序以阐明管道损伤的后果，需要与当地的和地区的政府机构以及关键客户进行协商。

仅仅编制地震响应计划是不充分的。因地震的不常见性，需时常进行地震模拟演练，以使人员时刻准备就绪并识别出潜在的规划缺陷。这些演练活动须与当地和地区计划演练相协调，以识别出协调问题之所在并充分利用地震危害和其他地震损伤的当前信息，后者会使管道面临快速响应潜在损伤的风险。

18.7 参考文献 References

[1] D.G. Honegger, D. J. Nyman, Guidelines for the Seismic Design and Assessment of Natural Gas and Liquid Hydrocarbon Pipelines, Contract PR-268-9823, Pipeline Research Council International, Inc, 2005.

[2] M.G. Bonilla, Evaluation of Potential Surface Faulting and other Tectonic Deformation, Open File Report 82-732, U.S. Geological Survey, 1982.

[3] D.J. Varnes, Slope Movement Types and Processes, Landslides Analysis and Control, Special Report 176, Transportation Research Board, National Academy of Sciences, pp. 11-33, 1978.

[4] ASCE, Guidelines for the Seismic Design of Oil and Gas Pipeline Systems, 1984.

[5] ASCE, Guideline for the Design of Buried Steel Pipe, 2001.

[6] ASCE, Seismic Design and Retrofit of Piping Systems, 2002.

[7] ASME, Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids, American Society of Mechanical Engineers, ASME 31.4, 2006.

[8] DNV, Submarine Pipeline Systems, DNV-OS-F101, 2010.

[9] M.E. Mohareb, A.E. Elwi, G.L.Kulak and D.W. Murray, Deformational Behavior of Line Pipe, Structural Engineering Report 202, Department of Civil Engineering, University of Alberta, Canada, 1994.

[10] Y.N. Ghodsi, G.L. Kulak and D.W. Murray, Behavior of Girth- Welded Line Pipe, Structural Engineering Report 203, Department of Civil Engineering, University of Alberta, Canada, 1994.

[11] T.J.E. Zimmerman, M.J. Stephens, D.D. DeGreer and Q. Chen, Compressive Strain Limits for Buried Pipelines, Proceedings of the 1995 Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference, American Society of Mechanical Engineers, Volume V, pp. 365-378, 1995.

[12] A.B. Dorey, J. J. R. Cheng and D.W. Murray. Critical, Buckling Strains for Energy Pipelines, Structural Engineering Report 237, Department of Civil Engineering, University of Alberta, Canada. , 2001.

[13] N.M. Newmark and W.J. Hall, Pipeline Design to Resist Large Fault Displacements, Proc. US National Conference on Earthquake Engineering, Ann Arbor, Michigan, 1975.

[14] R.P. Kennedy, A.W. Chow, and R.A. Williamson, Fault Movement Effects on Buried Oil Pipeline, Journal of the Transportation Engineering Division, ASCE, Vo. 103, No. TE5, 1977, pp. 617-633.

[15] M.J. O' Rourke and X. Liu, Response of Buried Pipelines Subject to Earthquake Effects, Monograph No.3, Multidisciplinary Center for Earthquake Engineering Research, 1999.

[16] Q. Bai, W. Zeng and L. Tao, Seismic Analysis of Offshore Pipeline Systems, Offshore, Vol. 64, No. 10, 2004, pp.100-104.

第 19 章　防腐及先进阴极保护设计

Corrosion Prevention & Advanced CP Design

19.1 引言 Introduction

腐蚀指金属与环境发生电化学反应而导致其分解，腐蚀的一个主要原因就是电化学腐蚀。所有金属的自然电位都不相同。当电位不同的两种金属在电解质（例如海水）中相互发生电子传递时，电流就会从较活泼的金属流向另一种金属并导致腐蚀。较不活泼的金属称为阴极，而较活泼的金属称为阳极。海底管道系统电化学腐蚀的阴极保护基本原理如图 19.1 所示，图中较活泼的锌为阳极，较不活泼的钢为阴极。当阳极产生电流时，将会在电解质中逐渐溶解为离子并失去电子，而阴极则通过与阳极的导电连接获得电子。结果阴极钢将被负极化，从而得到防腐保护。

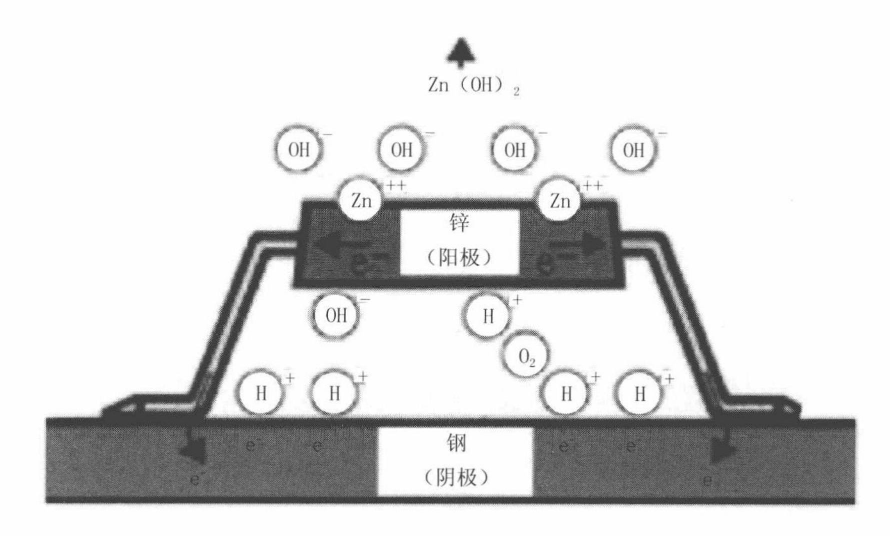


图 19.1　电化学腐蚀

海底刚性管道在海水中易受腐蚀，许多管道因腐蚀而失效（20%~40%），因而腐蚀已经成为管道运行中的一个重要问题。管道因腐蚀而退化将降低其承载内外表面之间压差的能力。缓解水下腐蚀的推荐技术是使用外部涂层并结合阴极保

护（CP）系统。外部涂层可提供一层屏障，防止水分到达钢表面，因而可抵御外部腐蚀。但如果涂层失效，就需要次级阴极保护系统，管道整个生命周期内都必须关注防腐问题。海底管道的防腐方法可概述如下：

- 更换海底管道所用的金属，即使用抗腐蚀合金材料；
- 改变管道环境，即使用管束或套管；
- 阻挡膜或涂层；
- 电化学技术，即使用牺牲涂层和阴极保护系统。

本章将介绍管道涂层和防腐，例如阴极保护系统。

19.2　阴极保护的基本原理 Fundamentals of Cathodic Protection

除非采取防护措施，暴露于自然水的碳钢结构物通常会以无法接受的高速率发生腐蚀。海底管道所用的阴极保护系统如图 19.2 所示，可产生穿过电解质到达结构物的直接电流以降低腐蚀速率。

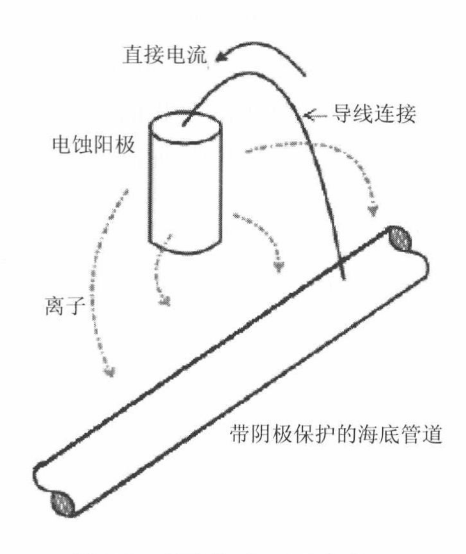


图 19.2　海底管道的阴极保护

阴极保护的基本理念是降低被保护金属的电位，使其电位低于腐蚀电位，这样腐蚀就无法发生。阴极保护是因为正在腐蚀的金属表面发生了阴极极化，从而减小腐蚀速率。铁在曝气近中性电解质中发生腐蚀的阳极和阴极反应分别为：

$$Fe \longrightarrow Fe^{2+}+2e^{-} \tag{19-1}$$

以及

$$O_2+2H_2O+4e^{-} \longrightarrow 4OH^{-} \tag{19-2}$$

反应（19–2）的结果是金属表面的海水 pH 值上升，这是有益处的，因为反应可导致固体化合物（钙质沉淀物）沉淀：

$$Ca^{2+}+HCO_3^{-}+OH^{-} \longrightarrow H_2O+CaCO_3 \tag{19-3}$$

以及

$$Mg^{2+}+2OH \longrightarrow Mg(OH)_2 \tag{19-4}$$

此类沉淀物降低了钢的氧气通量并且电流也因此而减小，这正是阴极保护所需要的，从而使整个阴极保护系统的使用寿命得以延长。

使海底管道的电位达到 $-0.80\ V_{Ag/AgCl}$ 或更小即可将其作为阴极加以保护，此电位作为曝气水中碳钢和低合金钢的保护电位（E℃）已经得到了认可。通常尽量避免使电位达到 $-1.05\ V_{Ag/AgCl}$，因为会产生阴极二次反应 [1]：

$$H_2O+e^{-} \longrightarrow H+OH^{-} \tag{19-5}$$

可导致：①浪费资源；②可能对涂层造成损伤；③可能会发生氢脆。

阴极保护系统有两种：外加电流和电蚀阳极。外加电流阴极保护（ICCP）系统由外部电源及阳极组成，外部电源迫使电流从阳极经电解质流至水下结构物，外加电流系统所用的阳极通常由相对比较惰性的材料制成。但在过去 40 年里，后一种系统在油气业海上平台和海底管道中应用广泛，原因是可靠性高并且安装和运行的成本较低。阴极保护系统十分有效，使几乎没有天然耐腐蚀能力的碳钢也可以在诸如海水、酸性土壤以及富盐混凝土这样的腐蚀环境中使用。但电蚀阳极存在驱动电压 / 输出电流较低的缺点，因而涂层较少的水下结构物可能需要使用大量阳极。

19.3 管道涂层
Pipeline Coatings

19.3.1 内涂层
Internal Coatings

使用内涂层的主要原因是减小摩擦力并因此而提高流动效率，此外还有助于防腐、预试运行以及清管作业。使用内涂层后内表面粗糙度降低，由于管道摩擦系数随表面粗糙度的减小而减小，因而能够提高效率。管道实际运行中流动效率提高可通过观察到管道压降减少得以体现。

系统中出现游离水是导致内管腐蚀的原因之一。有效的涂层系统可提供良好的防腐屏障。对于有涂层的管道，清管频率将显著降低。由于管道表面更平滑，清管器圆盘的磨损情况也大为改善。

涂层的选择由环境条件和管道的运行要求所决定。内衬所用的主要涂层类型包括环氧树脂、聚氨酯及酚醛树脂。因为环氧树脂材料具有诸多良好特性，包括足够的硬度、耐水性、柔性、耐化学腐蚀性以及极佳的粘附性，所以环氧树脂是常用的内涂层材料。

19.3.2 外涂层
External Coatings

可结合使用外涂层和阴极保护对油气管道的外表面进行防护。涂层系统是防腐的主要屏障，因而能有效减少阴极保护对电流的需求。但无法为裸置管道提供足够的电流进行保护。阴极保护通过为涂层破裂处提供电子以达到防腐目的。

海底管道通常涂覆厚涂层，以减少漏涂点、缺陷并承受运送和安装过程中作业导致的损伤。因为阴极保护与涂层一起被广泛应用于腐蚀控制，所以对其的特殊要求是可以长期保持高电阻率。涂层必须能牢固地粘附在管道表面，以免海水中的众多生物造成其剥离和退化。在将管道吊放入水之前，应通过目视及设置了

合适电压值的漏涂点检测器对管道涂层进行检查。定期检查管道阴极保护的电位以查找涂层破裂区。

应根据设计温度和成本选择涂层，以下为主要涂层材料，大致按成本顺序排列：

- 包覆胶带；
- 沥青；
- 煤焦油磁漆；
- 熔结环氧树脂（FBE）；
- 纵包聚乙烯（PE）；
- 挤出热塑性聚乙烯和聚丙烯（PP）。

海底管道最常用的外涂层是熔结环氧树脂（FBE）涂层，为薄膜涂层，厚度0.5~0.6 mm。涂层材料由热固性粉末构成，采用静电喷涂法涂覆于经过白金属喷砂清理的表面上。粉末在预先加热的管道（约230℃）上融化、流动、然后固化并形成厚度为250~650 microns的涂层。

19.4 阴极保护设计参数 CP Design Parameters

本节将介绍设计牺牲阳极阴极保护系统时所用的参数。

19.4.1 设计寿命 Design Life

管道阴极保护系统的设计寿命tr由经营者确定，并应涵盖从安装到管道运行结束的整个期间。通常对海上结构物和海底管道使用相同的阳极设计寿命，因为其阴极保护系统的维护和修理非常类似。

19.4.2 电流密度 Current Density

电流密度指管道裸露金属表面单位面积的阴极保护电流。初始和最终电流密

度 i_c（初始）和 i_c（最终）可度量对裸露金属表面进行阴极保护所需的预期阴极电流密度，可用于计算初始和最终电流需求并确定阳极的数量和尺寸。

因为初始阶段产生的钙质沉淀物减小了电流需求，所以初始设计电流密度必须大于平均最终电流密度。在最终阶段，金属表面上的海生物和钙质沉淀物将减小对电流的需求。但最终设计电流密度应考虑到如果受到损伤，对结构物重新极化的额外电流需求。最终设计电流密度应小于初始设计电流密度。

当阴极保护系统达到其稳态保护电位时，可用平均（或维持）设计电流密度度量预期阴极电流密度。这意味着使用较低的驱动电压，因而平均设计电流密度要小于初始设计值和最终设计值。在各种海水条件下，不同标准对于裸置水下管道阴极保护系统所用的推荐设计电流密度值如表 19.1 所示。对于完全埋置在沉积物中的裸露钢表面，推荐设计电流密度为 20 mA/m^2，与地理位置或深度无关。

表 19.1　裸露钢的推荐设计电流密度[3]

组织	位置	水温 /℃	设计电流密度 /mA/m^2		
			初始	平均	最终
NACE	墨西哥湾	22	110	55	75
	美国西海岸	15	150	90	100
	北海北部	0~12	180	90	120
	北海南部	0~12	150	90	100
	阿拉伯湾	30	130	65	90
	库克湾	2	430	380	380
	埋置 / 泥区	所有	10~30	10~30	10~30
DNV	热带	>20	150/130	70/60	90/80
	亚热带	12~20	170/150	80/70	110/90
	温带	7~12	200/180	100/80	130/110
	极地	<7	250/220	120/100	170/130
	埋置 / 泥区	所有	20	20	20

（续表）

组织	位置	水温 /℃	设计电流密度 /mA/m²		
			初始	平均	最终
ISO	裸置	>20	–	70/60	90/80
		12~20	–	80/70	110/90
		7~12	–	100/80	130/110
		<7	–	120/80	170/130
		所有	20	20	20

注：DNV 和 ISO 格式：“深度小于 30 m” / “深度大于 30 m”

19.4.3 涂层击穿系数 Coating Breakdown Factor

涂层击穿系数说明使用了涂层后电流密度减小的程度。f_c=0 说明涂层为 100% 电绝缘而 f_c=1 则意味着涂层无法提供任何保护。

涂层击穿系数是涂层特性、运行参数和时间的函数。涂层击穿系数 f_c 可表达为

$$f_c=k_1+k_2\cdot t \quad (19-6)$$

式中 t 为涂层寿命，k_1 和 k_2 为取决于涂层特性的常数。

为了说明海水中涂层系统对涂层击穿系数的影响而基于 DNV 的涂层特性为实际应用定义了四种涂层类型 [2]：

I 类：一层底涂料，标称干膜厚度（DFT）约为 50 μm；

II 类：一层底涂料加上至少一层中间 / 表面涂料，标称干膜厚度为 150~250 μm；

III 类：一层底涂料加上至少两层中间 / 表面涂料，标称干膜厚度最小为 300 μm；

IV 类：一层底涂料加上至少三层中间 / 表面涂料，标称干膜厚度最小为 450 μm。

用于计算涂层击穿系数的常数 k_1 和 k_2 如表 19.2 所示。

表 19.2　计算涂层击穿系数的常数（k_1和 k_2）[4]

水深 /m	涂层类型			
	I	II	III	IV
	k_1=0.1	k_1=0.05	k_1=0.02	k_1=0.02
	k_2	k_2	k_2	k_2
0~30	0.1	0.03	0.015	0.012
>30	0.05	0.02	0.012	0.012

设计阴极保护系统时，可通过引入设计寿命 t_r 计算平均和最终涂层击穿系数:

$$f_c\text{ (average) }=k_1+k_2\cdot t_r/2 \tag{19-7}$$

$$f_c\text{ (final) }=k_1+k_2\cdot t_r \tag{19-8}$$

19.4.4　阳极材料性能 Anode Material Performance

所有金属的自然电位和腐蚀电位都不相同。当电位不同的两种金属在电解质（例如海水）中相互发生电子传递时，腐蚀电位高（阳极）的金属腐蚀较快，而腐蚀电位低（阴极）的金属则受到保护且腐蚀较慢。牺牲阳极材料的性能取决于其实际化学成分。两种金属的电位差越大，电化学腐蚀的速率越快。表 19.3 列出了常见金属在海水中的相对腐蚀电位，最容易腐蚀（腐蚀电位最高）的金属在顶部而最不容易腐蚀（腐蚀电位最低）的金属在底部。

表 19.3 金属在海水中的腐蚀电位

金属	腐蚀电位
镁	高电位（最活泼）
锌	
铝	
低碳钢	
铸铁	
铜	
不锈钢	
银	低电位（最不活泼）
金	
铂	

海底油气产品系统最常用的阳极材料是铝（Al）、镁（Mg）和锌（Zn）。电蚀阳极的效率取决于阳极的合金及其安装环境。金属的消耗量与从其表面流出的电流量直接成正比。阳极材料的电化学效率 ε 如表 19.4 所示，可用于确定所需的阳极质量。

表 19.4 牺牲阳极材料的设计电化学效率值 [2]

阳极材料类型	电化学效率 /Ah/kg
铝基	2000（最高 25℃）
锌基	700（最高 50℃）

用于计算阳极输出电流的闭合电路阳极电位不可超过表 19.5 中列出的值。

表 19.5　牺牲阳极材料的设计闭合电路阳极电位 [2]

阳极材料类型	环境	闭合电路阳极电位（海水中的 $V_{Ag/AgCl}$）
铝基	海水	−1.05
	沉积物	−0.95
锌基	海水	−1.00
	沉积物	−0.95

19.4.5 电阻率 Resistivity

海水的盐度和温度可影响其电阻率。在开阔水域，盐度不会发生明显变化，而温度则成为主要因素。当表面海水的温度为 7~12℃时，用于计算海水和海底沉积物中阳极电阻的推荐电阻率分别为 0.3 和 1.5Ω · m [2]。

19.4.6 阳极利用系数 Anode Utilization Factor

阳极利用系数指提供阴极保护电流的阳极材料比例。当消耗的阳极超过利用系数规定的质量时，其性能就变得无法预料。阳极利用系数取决于阳极的详细设计，特别是阳极芯的尺寸和位置。不同类型阳极的设计利用系数如表 19.6 所示 [2]。

表 19.6　不同类型阳极的设计利用系数

阳极类型	阳极利用系数
支架式细长阳极，$L>4r$	0.90
嵌入式长阳极，$L>$ 宽度和厚度	0.85
嵌入式短阳极	0.80
半壳体手镯式阳极	0.80
分段手镯式阳极	0.75

19.5 电蚀阳极系统的设计 Galvanic Anodes System Design

19.5.1 阳极选择 Selection of Anodes Type

电蚀阳极有各种尺寸和形状。对于水下应用，阳极的尺寸通常需适合海底结构物的尺寸。阳极端部安装焊接片，用于同结构物进行导电连接。管道阳极一般为半壳体手镯式，如图 19.3 所示。涂覆防腐涂层后，可将手镯式阳极夹紧或焊接在管道接头上。通过夹具固定的半壳体阳极应使用绞合导线。而对于安装在有混凝土层的管道上的阳极，必须进行测量以避免阳极和混凝土配筋之间存在电接触。

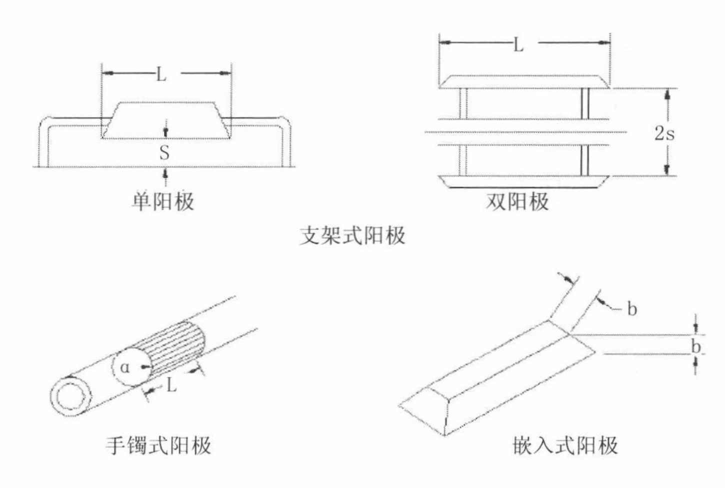


图 19.3 常用阳极

离岸工程所用的主要电蚀阳极类型为支架式细长阳极、嵌入式细长阳极以及手镯式阳极。通常由经营者决定阳极类型，需考虑到各种因素，例如阳极利用系数和输出电流、制造和安装成本、重量以及洋流施加的拖曳力等。常用阳极中支架式细长阳极的输出电流和利用系数最大。

电蚀阳极必须通过金属导线与海底结构物直接相连。可采用以下方法：

- 使用制造商提供的绝缘铜线，将其与结构物焊接或连接；
- 手镯式阳极通过夹具固定在管道上并通过焊接软辫线进行连接。

手镯式阳极一般沿着管道以固定间距分布。应进行适当的设计计算以证明阳极提供给管道的电流能够满足整个设计寿命期间的电流密度要求。管道电位需极化至 0.8 VAg/AgCl 或更低。采用手镯式电蚀阳极保护的管道的电位剖面如图 19.4 所示。

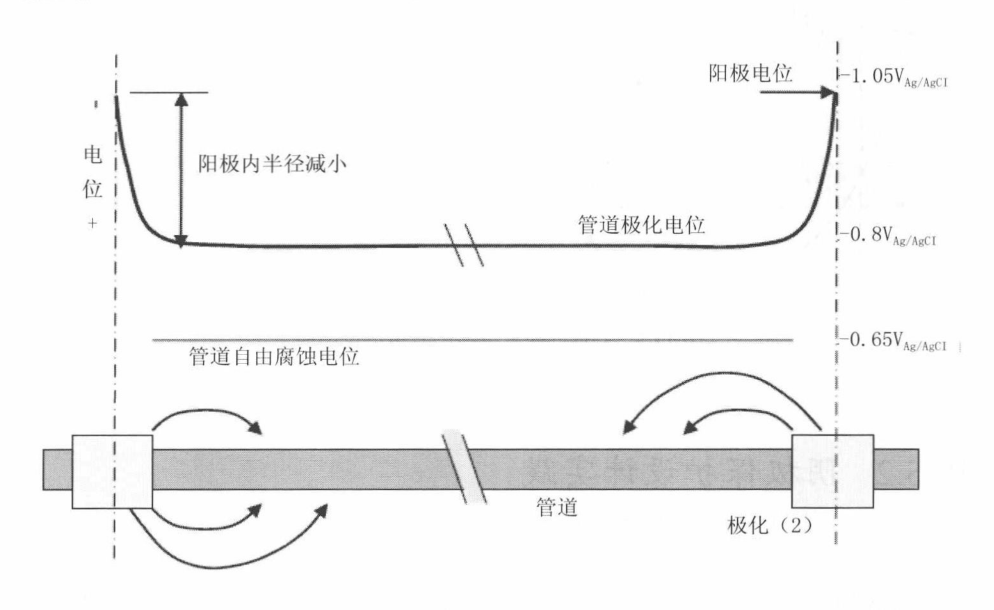


图 19.4　采用手镯式阳极保护的管道的电位剖面

阴极保护系统的主要成本是安装成本，阳极间距较大可降低总成本。但电位并不沿着管道平均分布，靠近阳极的管道位置具有更大的负电位。在两个阳极之间的中点位置处，管道电位更接近正电位，必须极化至 –0.80 $_{VAg/AgCl}$ 或更低才能为整根管道提供阴极保护。增加阳极间距使单个阳极的质量更大，因而导致电位分布更不均匀。靠近阳极处的电位可被极化至低于 –1.05 $V_{Ag/AgCl}$，应避免出现这种情况以防发生反应。阳极间距较大时电位的预期衰减情况如图 19.5 所示。

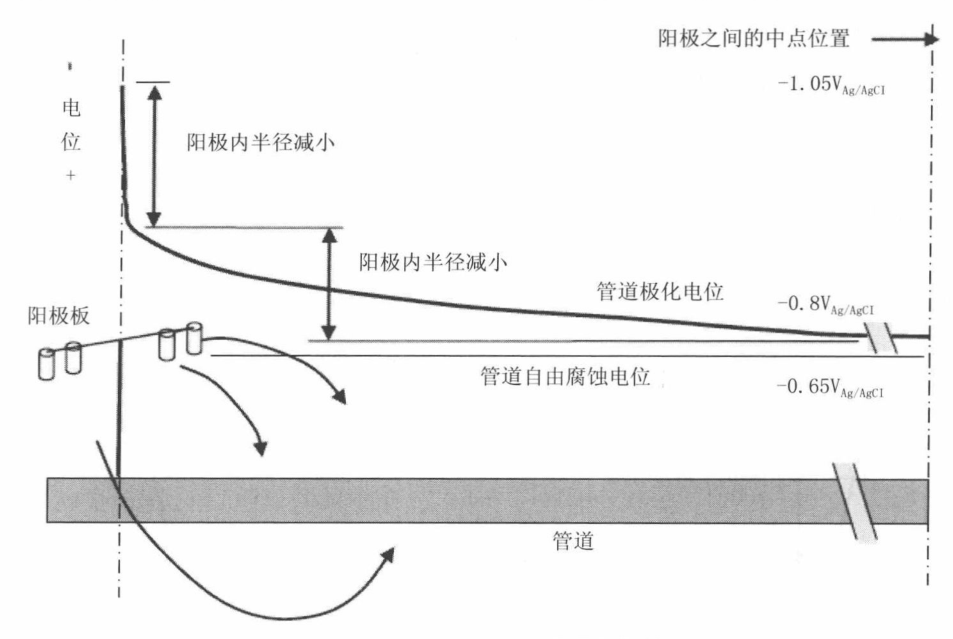


图 19.5　阳极间距较大时的管道电位剖面

19.5.2　阴极保护设计实践
CP Design Practice

海底管道阴极保护设计包括确定电流需求 I_c、所需阳极的质量 M 和数量以及每个阳极的输出电流 I_a。电流需求是阴极表面积 A_c、涂层击穿系数 f_c 以及电流密度 i_c 的函数，该函数可表达为 [2]

$$I_c=A_c \cdot f_c \cdot i_c \tag{19-9}$$

式中：i_c 取决于水深、温度、海水－泥土暴露比以及是否需要评估阴极保护系统的平均寿命或最终寿命。电流密度 i_c 的范围通常为 60~170 mA/m^2 [2]。随着初始极化期的推移，稳定状态一般非常短暂（与设计寿命相比），平均（时间平均）设计电流密度 i_m 就会非常接近稳定状态电流密度。因而可用于计算在设计寿命内维持阴极保护所需阳极材料的最小质量，故 M 可计算为

$$M=\frac{8,760 \cdot i_m \cdot T}{u \cdot C} \tag{19-10}$$

式中：u 为利用系数，C 为阳极电流容量而 T 为设计寿命。假定阳极电位在

空间上是连续的，因而单个阳极的输出电流可计算为

$$I_a = \frac{\varphi_c - \varphi_a}{R_a} \tag{19-11}$$

式中：φ_c 和 φ_a 分别为管道和阳极的闭合电路电位，R_a 为阳极电阻。

19.5.3 阳极间距的确定 Anode Spacing Determination

Bethune 和 Hart（2 000）提出了一个新的衰减公式，用于对确定阳极间距 L_{as} 的现有设计规范进行修正，该公式可表达为[6]

$$L_{as} = \frac{(\varphi_c - \varphi_a)}{\varphi_{corr} - \varphi_c} \cdot \frac{\alpha \cdot \gamma}{2\pi \cdot r_p \cdot R_a} \tag{19-12}$$

式中：

ϕ_{corr} 为自由腐蚀电位；

α 为极化电阻；

γ 为涂层击穿系数 f 的倒数；

r_p 为管道半径。

该方法有以下假定：

- 回路总电阻与阳极电阻相同；
- 所有电流都从涂层（裸露区域）中的漏涂点进入管道；
- φ_c 和 φ_a 为与时间和位置相关的常数。

ISO 标准建议手镯式阳极之间的距离不可大于 300 m[7]。

19.5.4 管道阴极保护系统的改造 Pipeline CP System Retrofit

当管道系统老化后，就有必要对阴极保护系统进行改造。此类改造的一个主要问题是确定何时进行。通常会基于电位测量值对管道的阴极保护系统予以评估。随着电蚀阳极逐渐消耗，其尺寸会减小，并导致电阻增加及极化减少。在模型中，阳极损耗取决于时间。

对海底管道进行阴极保护可采用手镯式阳极，特别是在“早期”（约1964~1976），当时许多石油公司在墨西哥湾进行施工作业。根据近期的测量数据，

许多此类早期阳极系统都已经损耗或正在发生损耗。对 20 世纪 60 和 70 年代安装的管道及较新管道的陈旧阳极系统进行改造是有必要的，因为许多管道仍然在输送石油。设计上可将多个阳极或成组阳极安装在一起形成阳极阵列（阳极板）。阳极阵列通常可为海底管道提供较大范围的保护，是改造陈旧阴极保护系统的较好方法。

19.6 内腐蚀缓蚀剂 Internal Corrosion Inhibitors

缓蚀剂是化学剂，只需较低浓度即可有效降低暴露于腐蚀环境的金属的腐蚀速率。缓蚀剂一般通过吸附在金属表面形成薄膜而发挥作用[8]。

缓蚀剂通常以溶液或分散体形式使用，并可通过以下途径减缓腐蚀过程：

- 提高阳极或阴极的极化特性；
- 减少离子向金属表面的移动或扩散；
- 增加金属表面的电阻。

海底油气生产系统所用的缓蚀剂在使用时被注入“井底”管道，将管壁与海水、腐蚀气体、原油以及通常伴有油气产品的钻井液隔开。缓蚀剂也能用于减缓管道系统的内腐蚀，可由油气产品携带至储罐并最终对系统涂层的性能产生影响。

缓蚀剂一般可分为以下类型[8]：

- 钝化缓蚀剂；
- 阴极缓蚀剂；
- 沉淀缓蚀剂；
- 有机缓蚀剂；
- 挥发性缓蚀剂。

选择缓蚀剂的关键是要了解系统并预计到系统中的潜在问题。系统条件包括水的成分（例如盐度、离子和 pH）、流体成分（水和碳氢化合物的比例）、流速、温度以及压力。缓蚀剂的使用方法有分批处理、成形挤压、连续注入或两个清管器之间的段塞等。

缓蚀剂效率可定义为

$$\text{缓蚀剂效率}(\%)=\frac{CR_{\text{uninhibited}}-CR_{\text{inhibited}}}{CR_{\text{uninhibited}}}\times 100 \tag{19-13}$$

式中：

$CR_{\text{uninhibited}}$ 为未使用缓蚀剂的系统腐蚀速率；

$CR_{\text{inhibited}}$ 为使用缓蚀剂的系统腐蚀速率。

通常缓蚀剂浓度增加，缓蚀剂效率也增加。

19.7 参考文献 References

[1] D.A. Jones, Principles and Prevention of Corrosion, First Edition, Macmillan Inc., New York, 1992, pp. 437–445.

[2] DNV RP B401, Cathodic Protection Design, Det Norke Veritas Industry AS, Hovik, 1993.

[3] NACE Standard RP 0176, Corrosion Control of Steel–Fixed Offshore Platforms Associated with Petroleum Production, Houston, TX, 1994.

[4] E.D. Sunde, Earth Conduction Effects in Transaction Systems, Dover Publishing Inc., New York, NY, 1968, pp. 70–73.

[5] W.H. Hartt, X. Zhang and W. Chu, Issues Associated with Expiration of Galvanic Anodes on Marine Structures, Presented at Corrosion, paper no. 04093, 2004.

[6] K. Bethune and W.H. Hartt, A Novel Approach to Cathodic Protection Design for Marine Pipelines: Part II–Applicability of the Slope Parameter Method, presented at Corrosion, paper no.00674, 2000.

[7] ISO/TC 67/SC 2 NP 14489, Pipeline Cathodic Protection–Part 2: Cathodic Protection of Offshore Pipelines, International Organization for Standardization, Washington, DC, 1993.

[8] www.corrosion–doctors.org/Inhibitors/lesson11.htm

第 20 章　极地管道

Arctic Pipelines

20.1 引言
Introduction

极地管道指穿越永久冻土区的管道。在此类地区，土壤和岩石的温度终年都保持在 0℃以下。当冬天地面因严寒而形成的冻土层能延续至来年夏天时即形成永久冻土，出现永久冻土取决于地表的传热平衡。永久冻土通常可分为两类[1]：

● 连续永久冻土，指几乎全部是永久冻土的地区；

● 不连续永久冻土，永久冻土的温度略低于温度季节性变化的最小值且高于 23 ℉（−5℃）或非永久冻土的面积大于 10%。

目前永久冻土区约占地球陆地面积的四分之一。阿拉斯加存在大面积永冻地区，图 20.1 为其永久冻土区的分布情况[2]。因为从北至南永久冻土的温度逐渐升高，所以下伏永久冻土地区的面积及永久冻土的厚度也逐渐减小。极地还涵盖海上区域，主要包括巴伦支海、俄罗斯北极地区、波弗特海、加拿大北极岛屿以及里海。不同区域的挑战各异，大多与气候和环境条件相关。



图 20.1　阿拉斯加极地区域的永久冻土覆盖情况

近几十年来，阿拉斯加连续永久冻土区及大部分不连续永久冻土区的温度测量数据表明温度在升高。极地管道需考虑到传热、岩土因素及结构工程因素。埋地管道沿程土壤中的水发生冻结和融化可导致冻胀，冻胀指地面在其下土壤内的冰的作用下而隆起，通常会在极地管道的垂直支撑构件中产生应力[3]；而融沉则由土壤中的冰发生融化所致。在极地管道的设计、施工和运行过程中，应考虑到冻胀和融沉所产生的结果和载荷对管道的影响。

20.1.1　气候数据和地貌 Climate Data and Topography

气候数据可从各种政府网站获取，此类数据是极地管道设计、施工及运行计划的基础。地面年平均温度通常要比空气年平均温度高 2~5℃。特定地点的地面温度受海拔高度、地貌、植被以及表面有机质层厚度的影响。地形数据以前都是从地形图获取，但现在可通过空中摄影得到。

20.2　极地管道需考虑的问题 Arctic Pipeline Considerations

极地管道结构、保温及开沟要求的设计受极地环境载荷条件的影响。在极地区域或极地环境中，管道设计要素是管道环境载荷以及针对冰蚀所致极端载荷条件的极限状态设计。冰蚀是一个地质术语，通常指因固定冰、积冰或冰山搁浅而在海床上产生的狭长沟道。极地管道和其他传统管道的区别在于：

- 运行温度；
- 融沉和冻胀导致的岩土载荷；
- 施工产生的表面扰动对永久冻土区的影响；
- 施工和维护作业的季节性限制；
- 永久冻土中的土建技术。

气候条件导致了这些差异。由于冰雪覆盖，设计极地管道时需对一些困难予以考虑，包括：

- 浅水中的冰刨作用或冰山；
- 漩涡式冲刷；
- 冻胀；
- 永久冻土融沉；
- 隆起屈曲。

20.2.1 冰蚀 Ice Scour

海床冰蚀或冰刨是大部分北方大陆的一种近岸地貌。冰刨过程为移动冰山与海床接触的过程，如图 20.2 所示。这种环境力作用的结果是冰底和冰山下部与海床相互刮擦并使土壤结构发生物理变形。

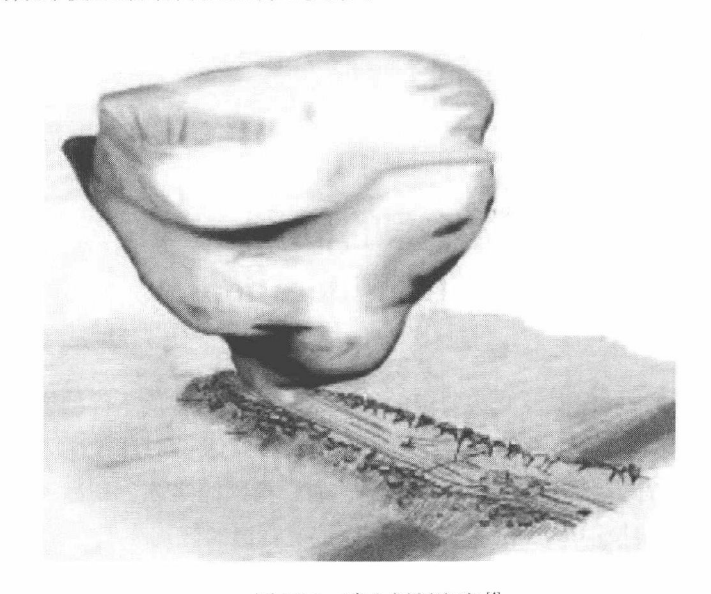


图 20.2　冰山刨削海床[4]

冰刨过程如图 20.3 所示，风和海流推动海冰堆积并形成冰压脊。此冰压脊底部在水面下延伸并且随着冰层一起移动。在水深小于冰底吃水深度处，冰底就会与海底土壤刮擦并形成沟道。冰底不仅可移除沟道内的土壤，而且会导致沟道下的土壤发生塑性变形。

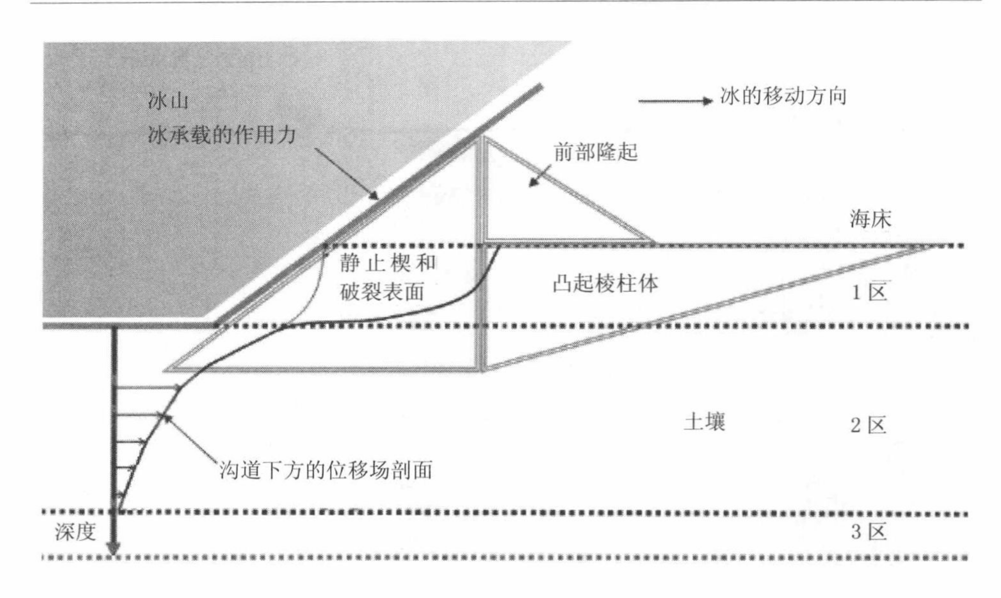


图 20.3　冰刨过程中冰 - 土壤相互作用示意图[5]

在这种环境中，海床上的极地海底管道可能无法承受冰的接触载荷，通常须予以埋置保护，埋置深度需大于预计最大冰蚀深度。为了将管道弯曲限制在可以接受的范围之内，还必须将管道埋置在冰底下方位移土壤影响区以下足够深的位置。此外，选择合适的路径亦可避免或尽量减少管道穿越受冰蚀影响的区域。

20.2.2　漩涡式冲刷 Strudel Scour

在冰层破裂过程中的溢流阶段，冰层中的孔洞和裂缝可发生漩涡式排水。漩涡式排水时水流对海床的冲击被称为“漩涡式冲刷”[6]。代表性圆形漩涡式排水和漩涡式冲刷如图 20.4 所示。极地近岸处常常形成底部固定冰层，此时也会出现漩涡式冲刷，特别是在冬季区带。如果岸上河水在近岸区的底部固定冰层上发生溢流，河水将向海上蔓延并从冰层内的裂缝或孔洞排出。海底的高速海流可冲刷海床沉积物，管道可能因此而暴露并受到海流载荷的作用。这种现象也称为漩涡式冲刷，会使管道出现不可接受的跨段。

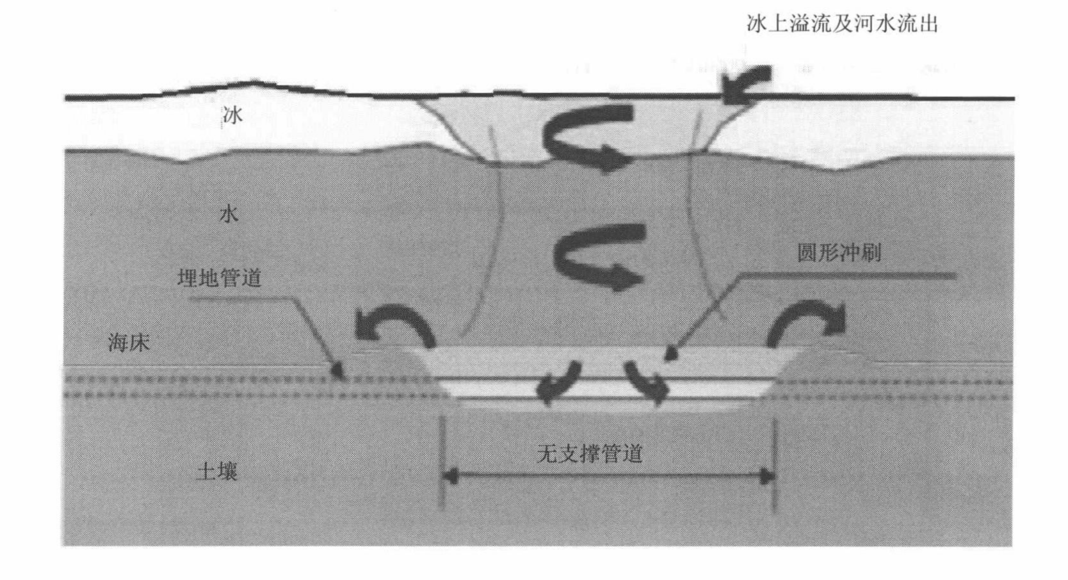


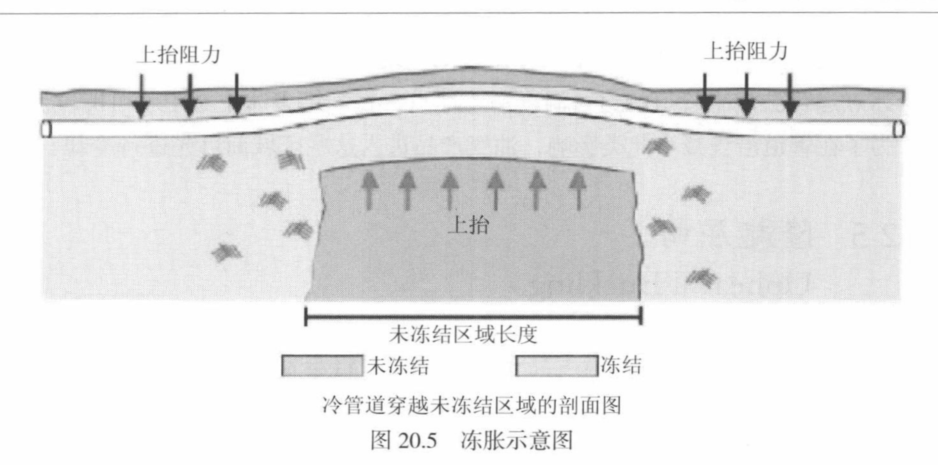
图 20.4　代表性圆形漩涡式排水和漩涡式冲刷 [7]

20.2.3　冻胀
Frost Heave

冻胀是水分沿温度梯度发生迁移而导致的冻土体积膨胀。水在土壤颗粒间以薄液膜的形式从较热处移动至较冷处。迁移水冻结可产生较大的累积冰膨胀，影响膨胀的变量包括冻结深度、含水量、土壤等级（或粒径）、温度梯度以及土壤压力。

随着冷埋地管道周围出现冻结盘，在冻结面后会形成冰透镜体，体积膨胀可将管道逐渐推向上方。邻近冻结管段周围的冻土将阻碍这种移动，如图 20.5 所示。

未冻结的易结冰土壤与其他重要条件（例如有水）都存在时就会发生冻胀。限制冻胀的方法包括移除 / 替换受影响区域的易结冰土壤或进行保温或加热，防止管道下方的易结冰土壤发生冻结。可安装加热器，使管道运行温度高于冰点并限制冻结盘形成。

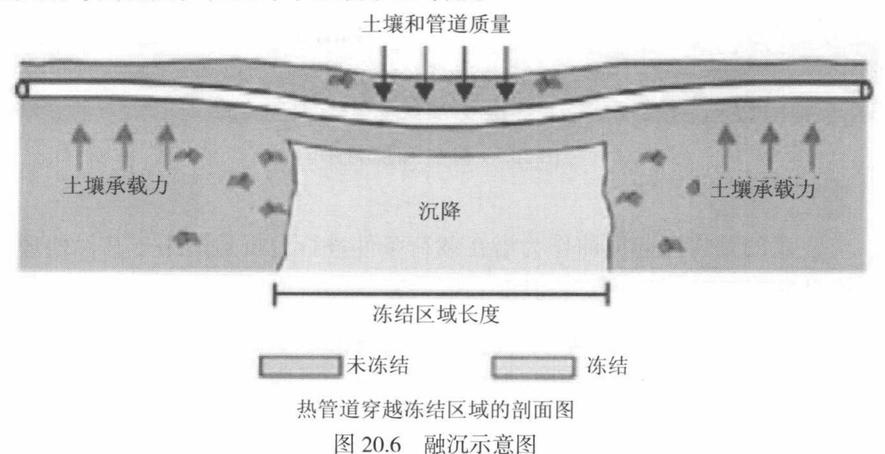


冷管道穿越未冻结区域的剖面图

图 20.5　冻胀示意图

20.2.4　融沉 Thaw Settlement

融沉是极地管道设计的一个主要问题。融沉发生在管道下存在土冰永久冻土的浅水处和管道穿越海岸处。管道投入运行后通常会加热周围土壤，并在永久冻土中产生融化盘，这可能导致永久冻土融化固结和管道沉降。管道沉降取决于融化深度、含冰量及土壤等级。如果沉降区靠近融化稳定区管道就会形成跨段。由于管道下方的土壤发生沉降，沉降跨段沿程的管道、内部流体及覆土重量对管道产生向下作用力。阻力由管道刚度提供，沉降跨段外的阻力则由管道下方土壤在管道向下移动的过程中产生。图 20.6 为融沉的示意图。不均匀沉降可在管道中形成较大的弯曲应变，在设计中必须予以考虑。



热管道穿越冻结区域的剖面图

图 20.6　融沉示意图

对于连续寒冷区和不连续永久冻土区的极地管道，一年中的某些时候可能会高于冰点运行。如果管道的运行温度高于冰点，在冻结多冰土壤中就可能发生融沉。为了在管道沿程减小此类影响，油气产品进入这些区域前可先进行冷却。

20.2.5 隆起屈曲 Upheaval Buckling

当极地埋地管道的运行温度高于安装温度时将会发生纵向膨胀。由于周围土壤的约束，管道无法自由膨胀，因而会产生轴向压缩力。当轴向力大于管道缺陷的临界屈曲载荷时，此轴向力将使管道在缺陷位置以垂直曲率向上隆起，如图20.7 所示。这些位置可能就是安装过程中沟道底部形成的缺陷的位置。隆起屈曲由管道刚度、覆土及管道自重共同导致，特别是当向上作用力大于向下作用力时。隆起屈曲对缺陷非常敏感，可使管道产生高弯曲应力并失去覆土，因而导致管道在泥线处暴露，增加了冰底冲击的风险[8]。

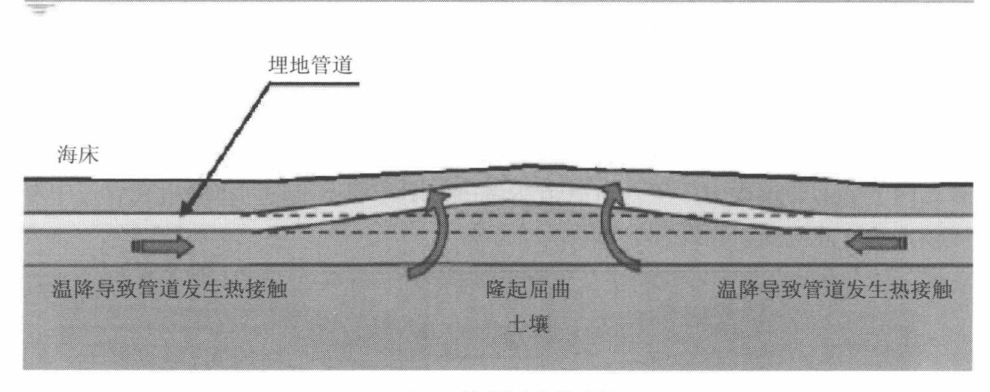


图 20.7　隆起屈曲示意图

应注意的是将隆起屈曲作为潜在载荷条件进行分析也适用于其他地理区域的管道设计，但极地环境安装温度和运行温度的巨大差异是独一无二的。为了减小隆起屈曲风险，可采用几种方法，例如在缺陷处进行选择性回填或上覆额外重量以及安装过程中对管道构形进行限制等。海底管道的隆起屈曲详见本书第 11 章。

20.3 极地管道设计方法 Arctic Pipeline Design Approach

20.3.1 概述 General

20 世纪 70 和 80 年代，北极海域发现油田引发了海底管道施工研究，旨在开发穿过冰层将管道铺放至海床的安装方法。除标准运行压力容器外，与极地相关的独特载荷条件表明传统基于应力的设计经济上不可行，常规管道设计方法不适用于可能会因冻胀、融沉及冰刨而发生较大地面移动的极地管道，同时还必须预计并接受一定程度的塑性变形。但可能发生的地面移动是位移可控载荷过程，可使用基于应变的极限状态设计方法。

设计原理是满足安全性、可靠性及环境要求的同时平衡资金、运行成本和维护成本。有些极地管道采用上抬的办法来避免在易于产生高融化应变的土壤中进行热运行。埋地管道设计时选择合适的运行温度可减少冻胀和融沉导致的管道位移和应变。能够控制冻胀和融沉影响的极地管道设计包括：

- 控制管道运行温度；
- 改变管道埋置深度；
- 使用壁更厚的管道；
- 选择能承载高水平应变的管道材料；
- 对管道进行保温；
- 将不易冻结且融化时保持稳定的土壤用于超挖和回填。

20.3.2 管道结构 Pipeline Configurations

一些极地管道类型如图 20.8 所示，包括：

- 单壁保温管；
- 套管；
- 管束；
- 柔性管。

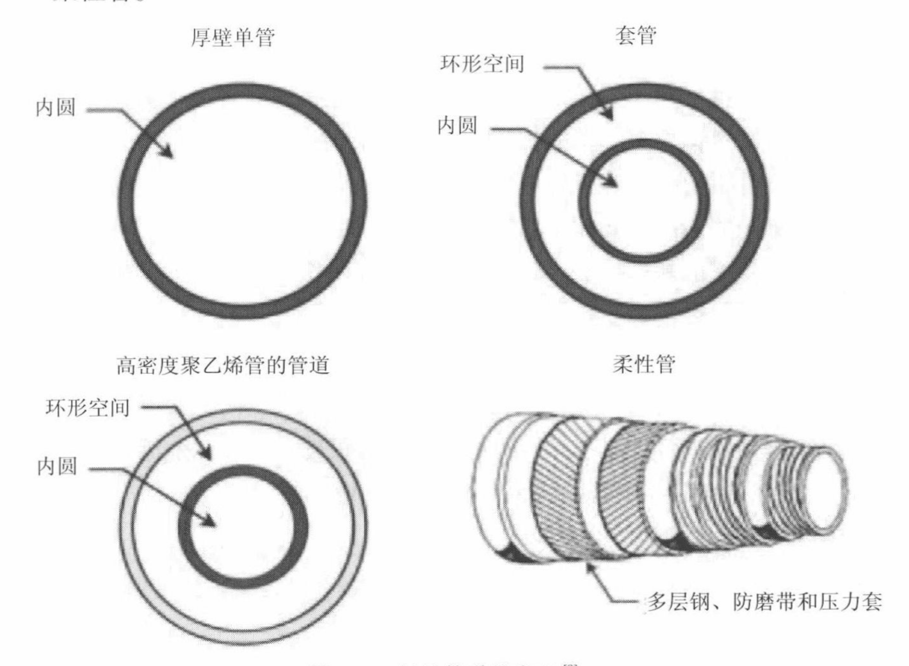


图 20.8 极地管道的类型[9]

使用最多的是单壁刚性管，为涂覆内外防腐涂层的钢管。对于含腐蚀性内容物的油气产品，内涂层是必要的；但对于专用输油管就并非必要，因为可假定已进行了预处理，油气产品可以输送至输出油罐。

使用套管（PIP）和管束出油管已经成为高温高压出油管的主要设计理念。套管和多管管束系统通过结构锚固件将一根或多根产品内管与外套管进行机械连接，而锚固件则将热膨胀载荷从内管传递至套管。当内管发生膨胀时，套管通过锚固件承载膨胀载荷。锚固件和内部定位器的间距及构形取决于内管发生屈曲的

可能性、是否易于制造以及安装方法。套管和管束详见本书第 17 章。

出油管端部可使用柔性管以吸收膨胀载荷 / 位移，整根出油管也可以都使用柔性管以吸收膨胀并减小轴向应力。柔性管的材料成本要高出一个数量级，特别是长度较短时，因为很大一部分成本都涉及制造装配及端部终端。但与刚性出油管相比，柔性管的安装成本通常会低很多，刚性出油管的安装成本可超过其材料成本。柔性管详见本书第 24 至 30 章。

20.3.3 管道载荷 Pipeline Loads

对于极地和北部冰雪环境下的海底管道，其设计必须评估环境和岩土载荷效应，了解可能影响管道机械完整性的较大潜在变形和地面移动情况。

除了传统管道的主要载荷，例如内部压力或外部压力，极地管道还需承载次要岩土载荷。但极地管道的次要载荷是位移可控载荷，次要载荷由冻胀、融沉及冰山刨削导致的弯曲变形产生。可使用基于应变的设计来限制极地管道的次要载荷。针对将主要载荷和次要载荷结合起来的要求，可使用基于应变的极限状态设计方法。较大的轴向应变及过度屈服是可以接受的，因为管道可安全承载应力受限的主要载荷及应变受限的次要载荷。使用基于应变的设计规范和基于极限状态的设计可以节约成本 [10]。

20.3.4 应变能力及设计标准 Strain Capacity and Design Criteria

极地管道设计过程中需要研究的极限状态主要有两种。一种是管壁断裂极限状态，可导致碳氢化合物泄漏，在其范围内阈值为最大极限状态，在其范围外压力容器、安全性或环境都将受到威胁。另外一种是意外情况极限状态，意外情况使管道无法再满足一个或多个设计要求。此时达到适用极限状态并且正常运行受到限制，经营者将蒙受经济损失。

极限状态设计旨在验证管道设计是否足以承受相关事件的极限状态和失效模式。可考虑 DNV OS-F101 和 API RP 1111 中的标准。这些参考文献中的标准大多基于风险理念和极限状态方法。

极地管道设计需考虑以下极限状态：针对局部屈曲的压缩应变极限状态以及

针对应变能力和断裂的拉伸应变极限状态。

压缩应变极限状态

局部屈曲或起皱不会导致管道压力泄漏。当载荷为次要载荷（例如位移可控冻胀和融沉）时，出现局部屈曲可视为是适用极限状态。局部屈曲或起皱发生时的应变要明显小于产生足以影响管道运行（例如管道内检查工具即清管器的通道）的屈曲所需的应变。从局部屈曲发生至屈曲断裂的最大极限状态之间还存在着较大的变形过程。压缩状态下的应变能力要高于发生局部屈曲时，极限状态由经验模型及有限元结构分析予以确定。计算标准可使用 DNV OS-F101 和 API RP 1111 设计规范。

压缩应变极限状态

当管壁处于拉伸状态下时，设计应基于环形焊缝缺陷处的撕裂或塑性压溃最大极限状态。塑性应变管道的纵向拉伸断裂通常从环形焊缝异常处发生。为了防止焊缝发生断裂，需制定可确保焊缝强度大于邻近管道强度的焊接程序。更大的焊缝强度结合适当的高焊缝韧度及管道拉伸特性可使焊缝异常失效应变大于管道设计中所用的容许拉伸应变 1~2%。如果焊缝不存在异常，强度更大的焊缝将迫使变形发生于管道，而管道的应变能力更高[11]。可基于断裂力学建模及全尺寸弯曲宽板试验结果确定拉伸状态下的应变能力。

对于上述应变极限状态，DNV OS-F101 和 API RP 1111 提供的详细计算标准可用于极地管道设计。SAFEBUCK 也提出以下标准，可限制作用于管道的应变：

$$\varepsilon \leqslant 0.3\,(0.97-YT)$$

式中：ε 为所施加的等效塑性应变，YT 为管道钢材的最大规定屈服与拉伸强度之比。

20.3.5 断裂力学及材料选择 Fracture Mechanics and Material Selection

对于在极地环境中运行的管道，其材料特性需适用于永久冻土区，包括：

- 用于降低运行温度的断裂韧度要求；
- 管道特性，包括：屈服强度极限、应力 - 应变特性、均匀伸长、屈服 - 拉伸比、老化效应以及环形焊缝强度大于管道强度。

管线管材料及焊接程序规范的选择对于成功实施极地管道项目至关重要[12、13]。就基于极限状态设计的极地应用而言，必须充分了解管线管在弯曲状态下的特性。

工程关键性评估（ECA）通常需要确定容许应变水平以及管线管焊接过程中可以接受的容许缺陷尺寸。通过将规定最小屈服强度值较低的管道（通常可提供较好的延性）、具有特殊化学特性以及材料等级略高于焊接电极材料等因素结合起来，可以增加容许缺陷的尺寸。

需进行实验测试以验证管道的极限状态设计承载力。可采用专门的抗弯试验程序对压溃和断裂极限状态进行检验。管道无损检测（NDT）能力及程序是设计过程的一个组成部分。

断裂力学和工程关键性评估详见第 12 章。

20.3.6 极地管道设计程序 Arctic Pipeline Design Procedure

针对冻胀和融沉的极地管道设计是一个需要多次反复进行的过程，步骤如下：

（1）进行水力分析，确定管道尺寸、材料等级、壁厚以及运行温度和压力曲线之间的关系；

（2）进行地热分析，通过使用运行温度曲线预测发生冻胀和融沉的可能性，并需基于地形分析统计数据对各种路径条件予以考虑；

（3）进行结构建模，对随着时间推移冻胀和融沉效应导致的管道应变和位移分布进行预测；

（4）通过有限元建模分析和全尺寸试验结果确定管道承受应变和位移的能力；

（5）对随着时间推移所需的应变与应变能力进行比较并确认管道的完整性；

（6）试验并检查冻胀和融沉位移以及冻结盘的形成情况以评估环境的影响；

（7）对极地管道的设计和维护因素进行评估，例如温度极限、管道的材料等级、管道尺寸以及壁厚等。

（8）如若需要重复步骤（1）至（7）。

极地管道设计还应包括诸如冰的影响、冰山或冰底刨削、涉及冰蚀的不确定性评估以及冰 - 土 - 管相互作用等参数。

20.3.7 检测和维护 Monitoring and Maintenance

融沉发生在管道处于较热状态的上游出油站，而冻胀则发生在管道运行温度

低于0℃的未冻结段。

通过制定运行温度指导对管道的完整性予以考虑，包括：

- 冻胀和融沉所致的管道应变需求必须小于管道应变能力；
- 材料规范必须能确保最低设计温度下的延性。

设计方法中应整合运行、检测和维护作业。极地管道基于应变的极限状态设计需对运行阶段、设计阶段及施工阶段予以考虑。

管道完整性检测计划中控制冻胀和融沉的可能检测和维护方法包括：

- 临时改变管道的运行温度，对覆土进行加热并减小上抬阻力；
- 对土壤进行局部加热或冷却以控制冻结尺寸或融化盘；
- 开挖并重新埋置管道。

通过采用惯性制导技术的管内检查工具对管道移动进行检测。管道施工完成后，应进行基线测量。对管道中心线坐标相对于基线的变化情况进行测量，测量值可作为分析的输入数据并确定潜在过度应变的位置。

其他检测工作的重点是评估可导致管道变形和应变的地面温度和地面移动。经过几年会逐渐出现冻胀和融沉导致的岩土载荷。运行过程中的管道变形检测需对发生冻胀和融沉的局部区域进行检查。可使用诸如“智能清管器”这样的内部测量检查工具定期检测管道，所用仪器需具备惯性制导和测径能力。应对检测进行计划以提供足够的时间维护管道，限制位移导致的应变累积[14, 15]。

20.4 地热分析 Geothermal Analysis

20.4.1 地热设计 Geothermal Design

管道的冻胀机制已经得到了多年详尽研究。管道输送温度低于冰点的油气产品时通常会发生冻胀。虽然输气管更容易冷却，但输油管也可能输送温度低于冰点的油气产品。当冷管道使埋置管道的易冻结土壤中的水结冰时就会发生冻胀。

随着土壤冻结并膨胀，管道周围形成冻结盘。随着冻结盘增大，其外表面膨胀并导致管道向上隆起。埋地管道穿越稳定土壤和易冻结土壤之间时会产生较大的应力和变形。因为在易冻结土壤段中的管道隆起而在邻近稳定土壤段中的管道保持固定，所以稳定土壤和易冻结土壤之间的过渡段会形成垂直隆起差异位移剖面。

地热设计需考虑土壤力学和传热原理的耦合效应，即起驱动作用的物理过程可影响运行可靠性及极地管道的性能 [16]。此类过程包括：

- 形成冻结盘；
- 管道下发生冻胀；
- 形成融化盘；
- 支撑管道的土壤发生融沉。

冻胀分析方法应将管道路径土壤数据与气候数据、管道热预测以及管道变形分析结合在一起。可通过水力 / 地热耦合模型预测管道和地面的热条件，并利用岩土信息预测冻胀，通过水力模型预测特定输送量管道的沿程温度、入口温度和压力、土壤初始温度以及产品流体特性。产品流体的温度和压力取决于管壁的热通量，而热通量则取决于管道与地下热状态之间的相互作用。TTOP [17] 和 PIPLIN [18] 都是用于地热管道分析的专业软件。

图 20.9 为土壤温度分布的分析结果，说明永久冻土顶部的年平均温度与观察得到的地面年平均温度最小值非常接近。

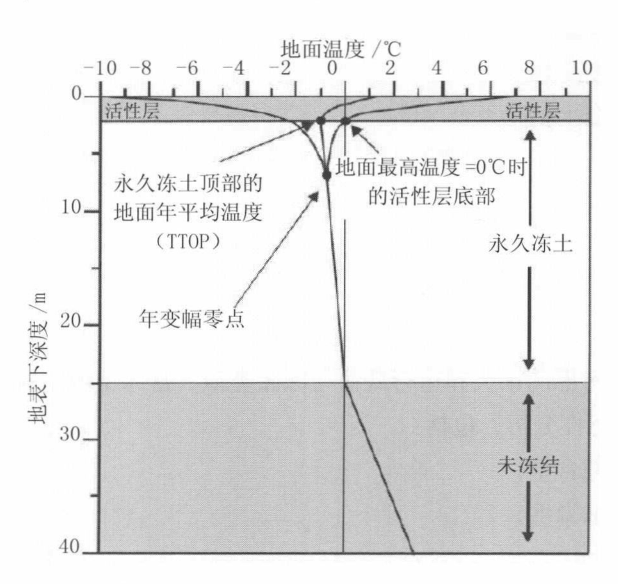


图 20.9　穿越永久冻土的地面温度曲线 [17]

20.4.2 结构分析 Structural Analysis

主要和次要载荷导致的极地管道应力和应变可通过有限元分析软件进行仿真，例如 PIPLIN 或通用有限元软件 ABAQUS。软件应包含以下功能：

- 各向异性材料特性；
- 弹塑性管道的较大变形；
- 弹塑性土壤变形；
- 可表达管土相互作用特征的载荷功能；
- 瞬态温度和载荷。

冻胀

- 可对冻胀进行时变结构分析，分析中需考虑的载荷包括：
- 永久载荷，例如管道和覆土的重量；
- 运行载荷，例如温度、压力和流体重量；
- 环境载荷，例如冻胀导致的土壤位移。

还可对管道设计参数和土壤特性进行敏感性分析，这些参数包括：

- 土壤易冻结性；
- 管道年平均温度；
- 季节性温度变化；
- 最大和残余上抬阻力；
- 蠕变阻力；
- 纵向阻力；
- 壁厚；
- 跨段长度。

融沉

融沉分析需考虑的永久和运行载荷与冻胀类似。富冰土壤中融沉最大。需对设计参数进行敏感性分析，包括：

- 土壤和冰的含量；
- 压缩站出油温度；
- 覆土载荷；
- 跨段长度。

20.5 冰蚀分析 Ice Scour Analysis

20.5.1 概述 General

冰蚀是一种复杂的现象，涉及水动力、冰、土壤介质及管道之间的相互作用。以前曾经认为将管道埋放在最大刨削深度以下位置即可避免冰和管道直接接触，使管道得到足够的保护。随后实验研究表明即使管道与冰没有任何接触，刨削沟道下方土壤的变形也会对埋地管道造成严重影响。过去 20 年里，基于当时可用工具的许多不同方法在解决冰蚀问题时得到了应用，包括解析和经验公式[19]、简化结构分析[20]以及先进数值技术[21, 22]。

位于冰蚀区的管道会因冰蚀过程中发生的较大土壤位移而受到损伤。就冰蚀载荷而言，埋地管道通常被视为柔性结构物，并通过土壤移动得到承载。冰蚀过程中在海床土壤里产生的应力受限于土壤强度，所以并不重要，海底管道应该能够承受这种水平的应力而不发生过度应变。因而了解土壤失效及相应的土壤位移机制是非常重要的。可采用冰刨模型对冰层的作用力和变形进行预测，确定冰层周围或附近的土壤位移，然后据此确定处于冰刨路径上的管道的变形和应力。

为冰刨问题开发数值模型时，最重要的决策之一是选择离散化方法。有限元法已经成为解决固体力学和几何力学问题的最流行的先进数值方法。设计极地管道时，将数值方法改善为能够表达大变形管土相互作用可以减小工程模型的不确定性并降低目标埋置深度要求，因而能削减成本，改进并确定风险评估。

固体力学最常使用的是坐标系可随材料移动的拉格朗日公式，而流体力学则普遍使用欧拉公式。任意拉格朗日 – 欧拉（ALE）公式不存在拉格朗日公式的网格畸变问题，因而特别适用于极大变形问题。近年来，ABAQUS 有限元软件引入的耦合欧拉 – 拉格朗日法（CEL）被用于研究冰刨过程的一些重要方面，例如刨削沟道下方的变形及冰土相互作用力等。这种方法具有对完全耦合管道 / 土壤 /

冰相互作用进行建模的能力，并且结果可靠。

20.5.2 任意拉格朗日－欧拉法 ALE Method

任意拉格朗日－欧拉有限元冰蚀模型由 Konuk 等人[22]开发，可用于研究管道沟道对冰蚀过程及传递至管道的作用力的影响。任意拉格朗日－欧拉法是少数几个将大变形和大质量移动与大密度变化结合起来解决问题的严格数值方法之一。其分析有三个主要步骤：

- 进行标准大变形显式拉格朗日有限元分析；
- 基于平滑标准重绘有限元网格；
- 使用基于守恒定律的平流算法计算新网格每个节点的离散应变、质量和动量。

LS-DYNA 软件使用了图 20.10 所示的任意拉格朗日－欧拉有限元冰蚀模型。模型的典型图形输出如图 20.11 所示。蓝色单元为周围海床土壤而沟道土壤则以绿色表示。空单元被移除，图中只显示部分或完全填充土壤的单元。分析表明刨削沟道下方变形和冰土相互作用力对冰脊角度非常敏感，而传递至管道的载荷则取决于沟道中填充土壤的特性。较软土壤填充时管道承受的载荷要小于较硬土壤填充时其承受的载荷。

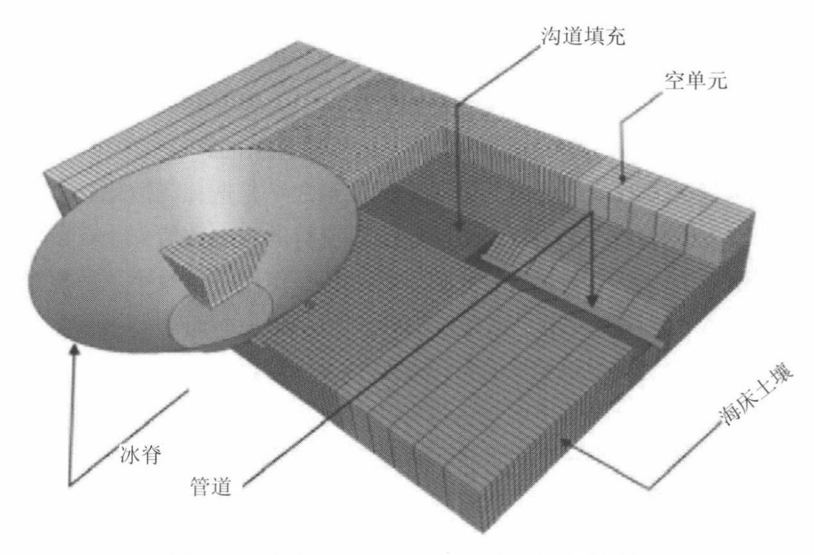


图 20.10　任意拉格朗日－欧拉有限元冰蚀模型[22]

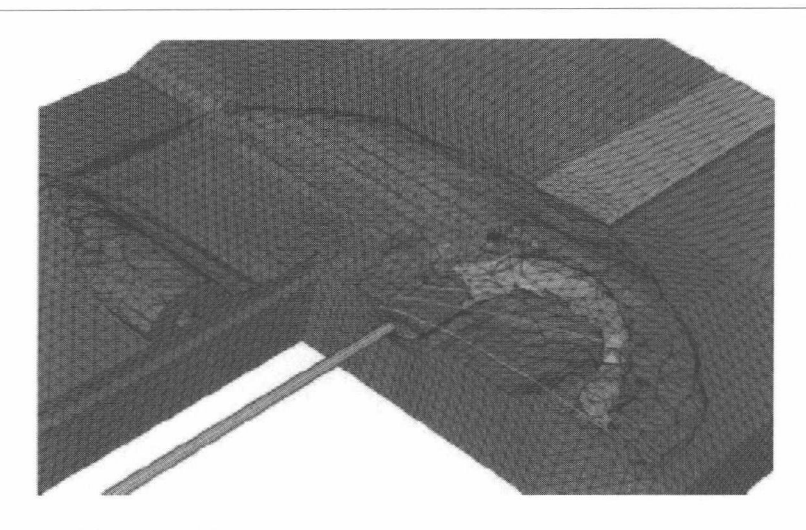


图 20.11　任意拉格朗日 – 欧拉有限元模型典型输出的可视化[22]

20.5.3　耦合欧拉 – 拉格朗日法 CEL Method

Jukes 等人[23] 开发的耦合欧拉 – 拉格朗日有限元分析模型可用于对冰刨事件进行仿真，模型基本上由以下部分构成，如图 20.12 所示。

欧拉域：

欧拉域将包含所有材料和拉格朗日部分。ABAQUS 使用体积分数工具在欧拉域内对不同材料的初始位置进行定义。冰山平移替换材料后占据在后续时间步中确定的空单元。

拉格朗日部分：

管道延伸至海床和沟道材料以外，但不超出欧拉域。管道建模为使用 4 节点并具有沙漏控制降阶积分的三维可变形均匀双曲线通用壳体（线性四边形单元类型 S4R）。

冰脊：

冰脊建模为三维刚性固体外形。可通过初始贯入深度及规定速度确定冰脊的运动。冰脊和土壤之间被定义为增加摩擦式普通接触。

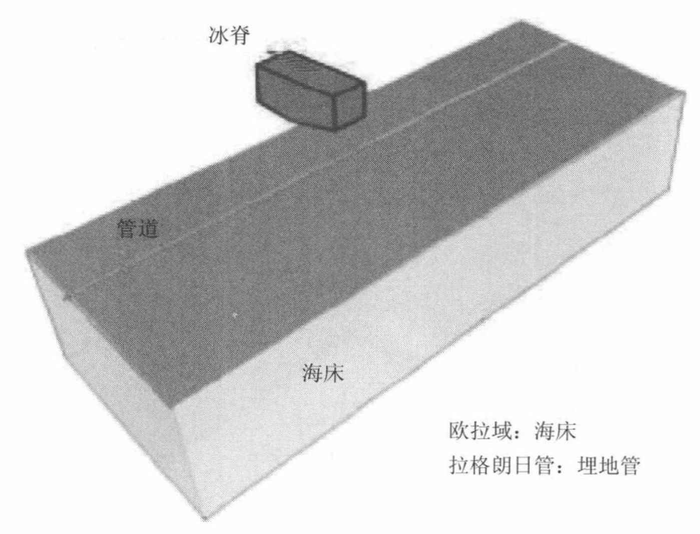


图 20.12 耦合欧拉 – 拉格朗日有限元分析中的冰 – 海床 – 管道模型组成部分

由于冰刨作用较为迅速，所以在粘土中以不排水模式发生。在独立 von-Mises、Tresca 或 Mohr–Coulomb 塑性模型中施加压力并结合适当的剪切排水硬化即足以进行表达。除了作用时间较短外，在沙中的响应大多属排水模式。因而采用能够获取体积变化和硬化情况的模型是非常重要的。Drucker–Prager/Cap 模型和 Cam Clay 模型根据沙的变形特性进行了修正，适用于此目的。

在动态阶段，通过在特定刨削深度施加冰底刮擦运动对冰刨过程从开始至结束进行仿真。图 20.13 为冰刨仿真示意图。仿真结果证实了刨削沟道下方土壤和管道的位移确实在不同程度上受到以下参数的影响：冰底刨削深度、作用角度、底部宽度、管道直径、管道埋置深度以及海床土壤类型等。

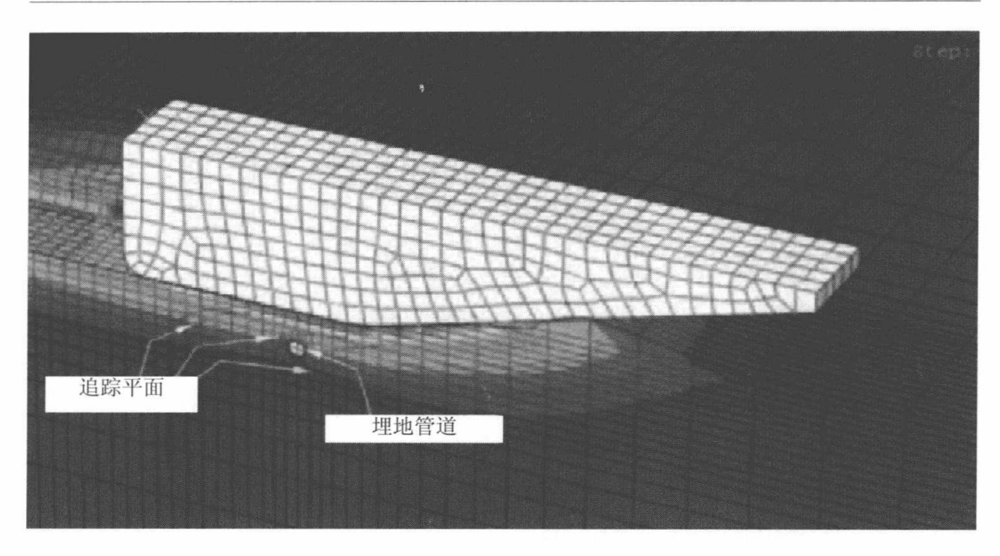


图 20.13　使用三维耦合欧拉 – 拉格朗日有限元模型对冰刨进行仿真[23]

20.6　安装技术 Installation Techniques

必须对极地管道的安装方法进行评估，并根据诸多因素确定最佳方法[24]，这些因素包括：

- 管道尺寸和长度；
- 无冰及覆冰季节的长度；
- 穿越地区的水深测量数据和冰层情况；
- 接岸类型；
- 水下土壤类型。

20.6.1　开沟 Trenching

开沟是极地管道工程设计的主要技术和经济因素。例如在波弗特海深水处，

覆层厚度需 2m 或更大才能避免与冰直接接触。在水域开放季节有几种开沟技术可以使用，有些技术只适用于在管道安装前进行预开沟，而有些则更适合在管道安装后使用。此类方法包括：

- 传统开挖；
- 水力疏浚；
- 犁法开沟；
- 射水开沟；
- 机械开沟。

管道开沟 / 埋置方法可详见第 22 章 22.3 节“出油管开沟 / 埋置”。

20.6.2 安装方法 Installation Methods

本书第 33 章对安装方法进行了详细介绍。可能的安装方法包括：

- 铺管船；
- 拖管法。

对于存在陆地固定冰和 / 或搁浅冰的地区，极地管道可全部在冰上装配，然后在冰上开沟并降放管道或将其拖曳至最终位置。冰层必须加厚以承载管道安装过程中施工设备的重量。

一个替代方法是通过钻孔在冰层下拖曳管道，钻孔分布于路径沿途。在管道铺放于海床前，可预先使用遥控潜水器在钻孔之间传送并连接导引缆。

20.7 参考文献 References

[1] R.J.E. Brown, Distribution of Permafrost in the Discontinuous Zone of Western Canada, Proceedings of the Canadian Regional Permafrost Conference, December ,1964.

[2] P.H. Larsen, S. Goldsmith, O. Smith, M. L. Wilson, K. Strzepek, P. Chinowsky and B. Saylor, Estimating Future Costs for Alaska Public Infrastructure at Risk from Climate Change,

Elsevier: Global Environment Change, USA, 2008.

[3] Imperial Oil Resources Ventures Limited, Application to the National Energy Board for Approval of the MacKenzie Valley Pipeline, IPRCC.PR.2004.05, August 2004.

[4] C. M. T. Woodworth-Lynas, The Geology of Ice Scour. PhD Thesis, University of Wales, 269, 1992.

[5] G. Davies, M. Marey, and K. Mork, Limit State Design Methodology for Offshore Pipelines against ICE Gouging – Industry Guideline from the ICEPIP JIP, OTC 22037, 2011.

[6] E. Reimnitz, C.R. Rodeick and S.C. Wolf, Strudel Scour: A Unique Marine Geological Phenomenon, Journey of Sedimentary Petrology, Vol. 44, pp 409–420, 1974.

[7] D. Dickins, G. Hearon and K. Morris, Mapping Sea Ice Overflood along the Alaskan North Coast, ICETECH10, USA, 2009.

[8] B. Abdalla, P. Jukes, A. Eltaher and B. Durron, The Technical Challenges of Designing Oil and Gas Pipelines in the Arctic, JP Kenny Inc., OCEANS 2008, Texas, USA, 2008.

[9] D. DeGeer and M. Nessim, Arctic Pipeline Design Considerations, Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE 2008–57802, Portugal, 2008.

[10] M.J. Paulin, D. Nixon and G.A. Lanan, Environmental Loadings and Geotechnical Considerations for the Northstar Offshore Pipelines, International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada, 2002.

[11] X. Wang, et al., Strain Based Design – Advances in Prediction Methods of Tensile Strain Capacity, The International Society of Offshore and Polar Engineers, Vol. 21, Texas, USA, 2011.

[12] C. Timms, D. DeGeer and M. McLamb, Effects of a Thermal Coating Process on X100 UOE Line Pipe, Proceedings of the ASME 24th Int. Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2005–67401, Greece, 2005.

[13] W. Mohr, R. Gordon and R. Smith, Strain Based Design Guidelines for Pipeline Girth Welds, Proc 14th Int. Offshore and Polar Eng Conference, France, ISOPE, Vol. 2, 2004.

[14] M.W. Smith and D.W. Riseborough, Permafrost Monitoring and Detection of Climate Change, Permafrost and Periglacial Processes, Vol. 7, 1996, pp 301 – 309.

[15] M.W. Smith and D.W. Riseborough, Climate and the Limits of Permafrost: A Zonal Analysis, Permafrost and Periglacial Processes, Vol. 13, 2002, pp 1 – 15.

[16] L.E. Goodrich, An Introduction Review of Numerical Methods for Ground Thermal Regime Calculations, Division of Building Research, National Research Council of Canada, No. 106,

1982, pp 133.

[17] J.F. Wright, C. Duchesne and M.M. Cote, Regional Scale Permafrost Mapping Using the TTOP Ground Temperature Model, Permafrost, Phillips, Springman & Arenson, Geological Survey of Canada, Ottawa, Canada, 2003.

[18] PIPLIN software, http://www.ssdinc.com/services.htm

[19] A. R. Reece, T. W. Grinsted, Soil Mechanics of Submarine Ploughs, Eighteenth Annual Offshore Technology Conference （OTC）, Houston, Vol. 2, pp 283–291, 1985.

[20] A.C. Palmer, I. Konuk, G. Comfort, and K. Been, Ice Gouging and the Safety of Marine Pipelines, OTC 6371, 1990.

[21] P. Jukes, Innovative Pipeline and Subsea Engineering Experience. A paper presented at the International Conference on Subsea Technology, St. Petersburg, Russia, June 2007.

[22] Konuk, I., Yu, S., and Garcia, R. A 3–dimensional Continuum ALE Model for Ice Scour–Study of Trench Effects, OMAE 2005–67547, 2005.

[23] P. Jukes, A. Eltaher, B. Abdalla, B. Duron, The Design and Simulation of Arctic Subsea Pipelines -- Ice Gouging Formulations, 4th annual Arctic Oil & Gas conference, Oslo, Norway, 2008.

[24] G. Busetto, Arctic Offshore Pipelines Design and Installation Challenges, ARCOP Workshop, No. 4, 2004.

第 21 章　海底测量和定位

Subsea Survey and Positioning

21.1 引言 Introduction

21.1.1 概述 General

海底土壤研究是海底油田开发的主要活动之一，包括海底测量、定位及土壤勘察。本章将介绍海底土壤问题的最低功能性和技术要求，这些指导可以作为通用参考帮助海底工程师进行决策。

作为规划油田开发的一部分，需进行详细的地球物理和岩土油田开发测量以及基于测量结果的土壤勘察。测量旨在识别潜在的人为危险、自然危险以及所选海底油田区和出油管施工的工程约束，评估对生物群落的潜在影响，以及确定海床和海底条件。

本章将简介以下内容：

- 确定垂直路径剖面、等高线平面图以及海床特征，特别是所有出露岩石或礁石；
- 获取精确的水深测量数据、定位所有障碍物并确定其他可影响海底油田区开发的海床因素，包括管道的铺设、跨度及稳性；
- 对所选海底油田和路径进行地球物理测量，确定浅层海床地质；
- 进行岩土取样和实验室试验，对所选海底油田区、海岸和海底管道沿线以及平台位置处土壤的自然和力学特性予以准确评估；
- 对测量走廊内已有的运行及备用海底设备（例如管汇、跨接管和水下采油树）、管道和电缆进行定位；
- 确定用于海底油田开发的海底基础设计类型。

21.2 海底测量 Subsea Survey

海底测量是一种技术，利用科学手段精确确定海底油田开发区海床相关点位处的地形或三维空间位置以及相互间的距离和角度。

21.2.1 海底测量的要求 Subsea Survey Requirements

进行地球物理和岩土测量可对海床和水下条件予以评估，并确定特定项目的潜在地质约束。

21.2.1.1 用于所选海底油田和各管道路径的测量模式 Survey Pattern for Selected Subsea Field and Each Pipeline Route

基本测量涵盖整个海底油田开发，包括油田内管道、海上移动式钻井平台（MOPU）覆盖区、管端管汇（PLEM）、管汇、采油树以及脐带缆等。

管道路径测量走廊的标称宽度通常为 1 640ft （500 m），勘探线间距最大为 328ft （100 m）。只要能涵盖所有路径，也可使用不同数值。

21.2.1.2 岩土研究 Geotechnical Study

需进行岩土研究以确定用于选择合适开沟设计和设备的数据，此外识别所有可能存在的硬质海底、礁石、浅滩以及人造残骸也是非常重要的。

土壤的电磁特性亦需关注，并应评估铁含量对诸如管汇和管端管汇这样的海底设备牺牲阳极的潜在影响。通过审核地球物理测量数据可确定进行抓取样品 / 圆锥贯入试验（CPT）的位置，基于试验就能确定海底油田开发区周围海床土壤的特性。如果一个岩芯样本的特性变化较大，则需获取额外样本以确定发生变化的条件。海上移动式钻井平台、管端管汇以及浮式储卸装置锚泊处应进行孔压圆

锥贯入试验（PCPT）。

在距离海底设备（例如管端管汇、脐带缆及管线终端等）所处位置 5~10 m 的海床上使用重力岩芯取样器、活塞岩芯取样器或振动式岩芯取样器获取岩土岩芯样本，样本应适用于实验室试验程序，通过试验即可确定采集试样的强度和指标特性。在船上将所有样本段（层）以 1m 间距排列并进行手工分类和说明，此外还需采集用于密度测量的样本。从每层至少取一个样本，仔细包装并送至实验室进行指标试验和 / 或筛分分析以及不固结、不排水三轴试验。岩芯粘土部分的粘性在船上可采用小型十字板仪和便携式贯入仪进行测量，在实验室则可通过无侧限抗压试验测量。样本的最小内径通常为 2.75 in（70 mm）。

21.2.1.3 测量船 Survey Vessel

准备用于测量的船只应符合所有适用规范和标准（参见图 21.1），必须遵从高安全性标准及所有国家和国际规范，海上支持也必须与测量和取芯作业保持一致。



图 21.1 测量船[1]

所用测量船需满足以下所有条件：

- 海上作业时间最少为 2~3 周；

- 可在最大波浪状态为 2.5~3.5 m 的情况下作业；
- 以 3~10kn 速度进行测量；
- 配备必须的通讯和导航设备；
- 至少配备以下所需测量设备：多波束回声测深仪、精确测深仪、侧扫声呐、海底剖面仪、抓斗式取样器 / 圆锥贯入试验设备、活塞 / 振动式取芯设备以及差分全球定位系统（带独立差分修正的双系统）；
- 配备起吊设备，可安全布放、回收并操纵取芯设备和地球物理设备；
- 配备合适的交流电源，不影响同时运行所有地球物理系统；
- 为所有人员实施计划测量作业提供所需的条件；
- 至少可搭载两个测量人员；
- 提供办公空间 / 工作区；工作区应配备足够大的办公桌 / 工作台，以审核在船上绘制的图样并安装笔记本电脑和打印机；
- 测量船应配备无线电设备、移动电话及传真设备，并且可以连接调制解调器；
- 测量船应配备卫星电话或移动电话，可每天汇报工作进度。使用此类设备进行通讯时不可对导航或地球物理系统造成影响；
- 测量船移动时需由指定船只进行安全性检查，确保符合作业地区的一般标准或经认可的标准。测量作业（即拖曳式深水测量仪器箱和取芯设备）所用的所有起吊设备都需提供最新的起重证书。进行测量作业时必须穿戴安全设备，包括安全帽、安全靴和安全眼镜等。

21.2.1.4　测量辅助设备 Survey Aides

测量船通常安装 A 型垂荡补偿海上起重机，可操纵所需的测量设备。绞车则用于在所需水深处操纵取样和试验设备，并且如若需要，绞车可进行自由下降，例如用于锤式取样开凿机。但为了安全布放，绞车速度应能完全控制。岩土取样和试验设备可远程操作，通过遥控导引工具能安全上下甲板。测量船配备实验室器材和设备，可进行常规实验室工作。

处于土壤钻探状态的测量船应具备：

- 可完全遥控取样和试验设备；
- 在月池中使用管道扶正器；
- 布管时应使用插管导引。

21.2.1.5 回转罗盘 Gyrocompass

回转罗盘类似于陀螺仪，如图 21.2 所示。回转罗盘利用快速旋转的电动轮和摩擦力来指示地球旋转极的真北，在船舶上应用广泛。与磁罗盘相比有两个主要优点：

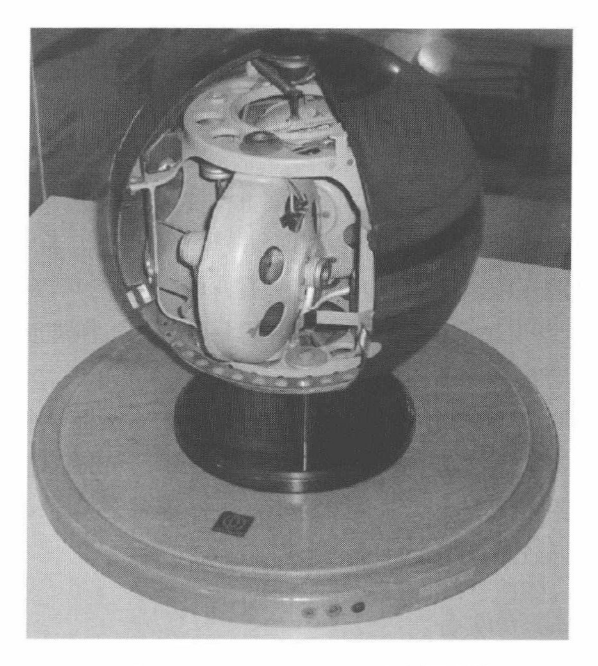


图 21.2 Ansch ü tz 回转罗盘剖视图 [2]

- 可指引真北，即地球旋转轴的方向而非磁北；
- 不容易受外部磁场的影响，例如由船体铁类金属所产生的磁场。

回转罗盘存在一定误差，包括航行误差，即航速和纬度的迅速变化可导致船舶在回转罗盘完成自身调节前发生偏航 [3]。现代船舶在回转罗盘内加装了全球定位系统或其他导航辅助设备，可通过小型计算机进行修正。或者采用基于三个正交光纤陀螺仪或环形激光陀螺仪的设计亦可消除此类误差，原因是利用了光程差原理而非机械部件来确定转速 [4]。

测量船上可安装专用测量回转罗盘并将其与导航计算机连接，在码头时可对回转罗盘进行修正。

21.2.1.6 导航计算机和软件 Navigation Computer and Software

导航计算机和软件的功能为：

- 连接后可同时采集所有导航和传感器数据；
- 同时关闭所有地球物理数据采集设备的记录仪；
- 仪表板显示器可显示船只和鱼群位置、计划管道路径和测量线；
- 生成总表并打印输出，包括所有相关测量常数并包含水深测量和定位信息。

21.2.1.7 人员 Personnel

测量船上除了额定普通船舶操作人员外，另外还需要能安全有效地进行测量和岩土作业的称职人员。在完成测量工作所需的时间内，人员数量应足以对所有数据进行正确解读和记录，无需因人员疲劳而停止作业。

称职人员在测量过程中解读数据并根据采集的信息对路径进行建议或作出改变。应该由具备海底管道路径分析经验的海洋工程地质学家或地球物理学家解读此类地球物理数据。

21.2.2 海底测量的设备要求 Subsea Survey Equipment Requirements

主测量船所用的测量设备应满足规范要求，必须遵从高安全性标准及所有国家和国际规范，海上支持也必须与测量和取芯作业保持一致。所有测量系统都可同时运行而无需过多干预。

21.2.2.1 多波束回声测深仪（MBES） Multibeam Echo Sounder（MBES）

多波束回声测深仪或条带回声测深仪是高精度设备，可沿着管道计划路径的测量走廊进行水深测量并获取水深和海床梯度数据，如图 21.3 所示。数据采集过程中，应确保数据密度足以使 95% 的处理单元都至少包含 4 个有效深度点。

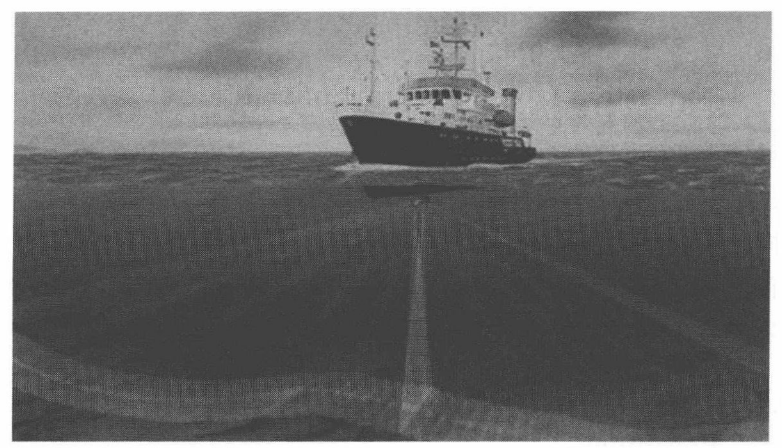


图 21.3　多波束回声测深仪工作模型[5]

海底测量设备需考虑以下问题：

- 设备规范；
- 系统与测量船进行整合的方法；
- 水面定位系统；
- 修正方法；
- 数据后处理方法；
- 在线和离线质量控制，特别需参考重叠条带。

条带水深测量系统可在整个条带宽度内提供关联数据，而未提供关联数据的条带部分应明确识别出来，此部分条带的数据不可使用。

为了验证精确性，可使邻近条带重叠 50% 以提供可接受的重叠数据。在条带水深测量出现重叠的地区，退潮后导致的数据差异应小于水深的 ±0.5%。根据水深调整测量线间隔可为相邻条带提供足够的重叠（50%），有助于对相邻条带的数据进行修正。

应考虑安装潮位计或从该区域的已有潮位计处获取真实潮汐数据。如果附近无已知高度的水准点可供参考，那么使用潮位计至少必须达到一个月运周期。

21.2.2.2 侧扫声呐 Side Scan Sonar

侧扫声呐是能够有效生成大范围海底图像的声呐系统，其海床测绘可用于多种目的，包括生成海图以及探测和识别水下物体和水深特征。侧扫声呐成像也是

探测对航运或海底油田开发设施构成威胁的海底岩屑和其他障碍物的常用工具。此外，还可用侧扫声呐检查海底管道和电缆的状态。侧扫数据通常与水深测量数据和海底剖面数据一起采集，这样就能得到海床浅层结构的总体信息。

高精度双频侧扫声呐系统可沿着测量路径获取大量海床信息，例如锚 / 拖网板造成的沟道、较大石块、岩屑、海底沉积物变化以及海床上水平尺寸大于 1.64 ft（0.5 m）的所有物体。侧扫声呐系统安装在一个双通道拖曳式仪器箱内，仪器箱可测量水深工作并包含跟踪系统。可用该设备获取指定区域的完整信息，作业精度可满足测量线间距、最优解析度及 100% 数据重叠的要求。

调整拖曳式仪器箱在海床上方的高度及测量船的速度可确保完整覆盖测量区域。拖曳式仪器箱的最大高度为设定范围的 15%。需对记录仪设置进行持续监测，确保数据质量达到最佳。测量过程中采集的所有数据均应由具备侧扫声呐解读经验的地球物理学家在船上进行解读。

21.2.3 海底剖面仪
Sub–bottom Profilers

海底剖面仪需在拖曳状态下对可用的各发射频率使用最大功率和重复频率进行半小时测试。

在移动过程中，需使用经过适当校准的水听器监控传感器 / 地震源的出射脉冲，确保特征波形清晰且可重复。被监控的脉冲可通过船上配备存储设备的示波器显示并生成用于审核的复本。脉冲应符合制造商的规范，其特征波形需打印输出并包含在最终报告中。

通过静态或动态脉冲试验验证了稳定可重复地震源信号可在拖曳深度为 3.28 ft（1 m）处产生远场特征波形：

- 峰间脉冲超过 1 bar meter；
- 脉冲长度不超过 3 ms；
- 带宽至少为 60~ 750 Hz（–6 dB）；
- 初始气泡与二次气泡比 > 10:1。

21.2.3.1 高解析度海底剖面仪
High Resolution Sub–Bottom Profiler

高精度海底剖面仪系统可用于获取沉积物顶部 10 m 的高解析度数据。调整

工作频率和其他参数能对海底下方5 m内的数据进行优化。垂直解析度需小于1 m。

Chirp双通道海底剖面仪的工作频率范围为3.5~10kHz，可选脉冲宽度为0.15~0.5 m，可选发射功率则为2~10 kW，系统的发射重复频率可达10 Hz。发射频率、脉冲长度、输出功率、接收频率、带宽以及时变增益（TVG）均可调。使用海底剖面仪时需配备垂荡补偿器。

系统可以与侧扫声呐系统并列安装并共享跟踪系统，也可以安装在船舷外并利用测量船的导航天线。海底剖面仪记录的数据应由具备解读此类数据经验的地球物理学家在船上进行解读。

21.2.3.2 低解析度海底剖面仪 Low Resolution Sub-bottom Profiler

通称为迷你空气枪的设备涵盖一系列可用硬件，通过爆发性释放高压空气在水柱内产生离散声脉冲，其带宽和高频分量足以提供中等解析度数据，可用于工程和地质危险评估。

系统能以1重复频率周期发射稳定的短声脉冲。水听器应至少由线性分隔的20个单元构成，工作长度不超过32.8 ft（10 m），平坦频率响应的带宽为100~2 000Hz。

21.2.4 磁强计 Magnetometer

磁强计是一种科学仪器，用于测量仪器附近磁场的强度和方向。因为岩石特性不同以及来自太阳的带电粒子与行星磁层的相互作用导致地球磁场因地而异，所以磁性亦是如此。

磁强计可测量铁质沉积物导致的磁场变化，因而地球物理测量使用磁强计寻找此类沉积物。磁强计还能用于探测船只残骸及其他掩埋或沉没物体。

拖曳式磁强计（Cesium、Overhauser或技术类似的产品）的传感头可在海床上方的稳定位置进行拖曳。传感头为三分量海洋重力梯度仪平台，校准至0.1 m以内，可测量三维梯度矢量。拖曳位置应在测量船后方足够远处，尽量减小测量船的磁场干扰。

正常作业状态下，传感器在海床上方不超过5 m处拖曳。如果发生了明显接触，需进一步获取接触处的剖面。在这种情况下，应使磁强计缓慢通过接触位置，

以得到解析度最高的异常物形状和大小信息。

磁强计的磁场强度范围约 24 000~72 000 gammas，敏感度为 0.01 nano-Tesla，取样速率可达 0.1。设备安装了深度和运动传感器并配合拖曳式仪器箱跟踪系统一起作业。测量过程中采集的所有接触信息均应由具备磁强计解读经验的地球物理学家在船上进行解读。

21.2.5 岩芯取样器和底部取样器 Core and Bottom Sampler

重力岩芯取样器、活塞岩芯取样器或振动式岩芯取样器可安装在船舷外或 A 形吊架上，由配备 70 mm 内径钻管和塑料衬管的起重机进行操作。钻管长度为 5~10 m。

抓斗式取样器可采用 Ponar 或 Van Veen 公司的产品，需能手工操作。系统的作业深度为最大预期水深的 135%。在所有取芯位置钻取目标深度为 5~10 m 的样本，但至多尝试三次，三次取芯不成功就应放弃。

21.2.6 定位系统 Positioning Systems

21.2.6.1 海面定位 Offshore Surface Positioning

海面定位可采用差分全球定位系统（DGPS），系统可 24 小时连续工作。差分修正则通过与通讯卫星及陆地无线电进行联系实现，两种情况下都需要多个参考站。为避免电离层活动产生的问题可采用双频差分全球定位系统。

可通过第二个定位系统将两个系统各自记录的数据与水深测量数据进行连续比较（仅适用于地球物理勘探船），两个系统使用独立的修正站、接受器和处理器。此类系统的定位精度小于 ±3.0 m，更新速率在 5 以内。

在地球物理作业过程中，接受器可通过集成显示器或远程监视器为操作人员显示质量控制（QC）参数，质量控制参数包括以下各项：

- 固定解；
- 伪距残差；

- 误差椭圆；
- 所追踪人造卫星（SV）的方位角和高度；
- 固定解的位置精度分量（DOP）误差图；
- 人造卫星的标识和星座图；
- 差分修正站，位置比较。

应对测量区域附近的平台、码头或栈桥方位进行经纬仪修正，确保差分全球定位系统已启动并正常工作。需以顺时针和逆时针两个方向进行经纬仪修正。

21.2.6.2 水下定位 Underwater Positioning

测量船上可安装超短基线（USBL）跟踪系统，用以跟踪拖曳式遥控 / 自动潜水器的位置和布放或对岩土取样位置进行定位。

定位系统应与在线导航计算机连接。所有定位跟踪系统都需提供 100% 冗余（可将合适的高精度便携式系统作为安装在测量船上的超短基线系统的备用系统），包括完整的备用自动系统。此外应保存由制造商提供的定位设备各部件的所有备件，确保系统能连续工作。

系统及运动补偿器需安装在靠近测量船转动中心的位置。系统整合了固定传感器和跟踪头传感器，可根据已知水深范围和拖曳 / 偏移位置选择性能最佳的模式。

传感器在船体上的安装位置应尽量避免推进器、机械噪声、传输通道中的气泡以及其他声波传输的干扰。此外需对安装在遥控潜水器或自主水下机器人上的应答器 / 响应器进行适当的定位和隔离以减小周围噪声的影响。

应使用足够数量、不同编码和频率的应答器 / 响应器，使测量作业不会相互干扰。系统的精度应高于斜距的 1%。

21.3 海底计量与定位 Subsea Metrology & Positioning

国际计量局（IBWM）将计量定义为“测量科学，对所有科学和技术领域的所有不确定性水平予以实验和理论确定”[6]。本节将介绍海底定位系统，系统应

与主测量计算机连接，以便为海面和水下设备提供更为精确可靠的绝对定位。

21.3.1 传感器 Transducers

传感器是将波浪、运动、信号、励磁或振荡从一种形式转变为另外一种形式的装置，因而需将传感器安装在测量船上。应制定计划确定所有声学传感器的位置及参照固定参考点的坐标。可使用高质量运动传感器（运动基准装置）对传感器运动予以补偿。

21.3.2 校准 Calibration

校准是将测量仪器与测量标准进行比较以建立仪器显示值与标准值之间关系的过程。定位系统的校准需包括所有备用设备，可确保各设备的每个部件都能正常工作。对于到达现场前的作业和离开现场后的作业都应进行现场校准。根据现场作业的时间，可能需要在作业期间额外进行现场校准。校准过程可采用以下通用程序和要求：

- 定位过程的任何阶段都不使用未经校准的设备，包括电缆和印刷电路板；
- 各校准状态应至少持续 20 min，并记录产生的数据用于处理和报告；
- 提交校准结果用于审核和验收，包括设备设置的相关信息。报告应包含每次测量的最小值、最大值、平均值和标准偏差以及对运行值的建议。所有异常值、异常现象或测量值存在明显误差的情况都应在报告中突出显示并予以说明。在对结果做进一步检查后，如果对设备完整性仍然存在疑问，则应在测量开始前将问题设备更换为经过校准的类似设备；
- 如果定位设备必须修理或更换电路板，并且此类操作会使定位信息发生变化，那么就应重新校准。

21.3.3 水柱参数 Water Column Parameter

水柱是从水面至水底沉积物的水体概念柱。使用正确的海水声速对于声学定

位精度非常关键。声速是温度、盐度和密度的函数。三个特性都会发生周期性随机变化，因而需定期测量声速的变化情况。

可用盐度、温度和深度剖面仪确定声波在海水中的传播速度，然后可将计算得出的声速值或剖面输入合适的声学系统。需完全遵循所有程序并正确使用结果。

21.3.3.1 现场程序 Field procedure

测量开始后可获取速度值或剖面。当下降和上升穿过水柱时可在适当深度或以适当间距进行观测。根据认可标准深度处的值确定速度剖面，误差在 ±3 m/s 之内，否则必须再次观测。所确定的海底声速的误差在 ±1.5 m/s 之内。观测和记录这些值后，即可对声速进行计算。

21.3.3.2 校准 Calibration

温度 / 盐度 / 深度探测器需具有校准证书，证实已根据工业标准温度计予以检查，并且用校准盐溶液进行了检验。此外还需提供应变仪压力传感器证书。

21.3.4 声学长基线 Acoustic Long Base Line

声学长基线（LBL）导航指根据测量船只、拖曳传感器或移动目标与三个或更多个应答器之间的距离在较大区域内提供精确定位修正，应答器需安装在位置已知的海床或结构物上。连接一对应答器的线称为基线。基线长度随着水深、海床地形及所用声频带的变化而变化，范围可从小于 100 m 至大于 5000 m。长基线法能提供精确的局部控制和较高的定位重复性，并且不受水深影响。因为三个或更多距离测量值产生距离冗余，所以此方法也可对相关位置修正值的精度进行估计。这些因素是长基线法得到大量使用的主要原因，特别是用于监测安装位置。

使用“智能”传感器可显著提高长基线法的校准功能和性能。通过对基线进行直接测量并将数据由声波传输至水面设备进行计算和显示，此类装置能为声学阵列提供校准。因为测量是在传播变化通常较小的近海床处进行，所以可减少传统长基线因声线弯曲效应而导致的固有误差。此外，通过配备环境传感器还能对传播条件进行监控。

21.3.4.1 现场程序 Field Procedure

系统由具备长基线作业经验的人员按最高专业标准和制造商推荐规范进行操作。局部海床声学阵列为至少包含 6 个长基线应答器的网络。超高频（UHF）阵列可用于要求最高的精确安装。

系统包括：

- 可编程声学导航仪（PAN），用于长基线询问；
- 应答器；
- 用于船只安装的传感器；
- 所有必需的电缆和备件。

所有设备应与在线计算机连接，在线计算机系统可处理长基线读数而不影响其他计算工作。软件程序可使所有长基线观测数据都得到准确而有效的利用，特别是处理采用长基线系统进行测量时遇到的问题。长基线传感器需牢固地安装在观测船上。对于中频（MF）系统，工作频率通常为 19~36 kHz；而超高频系统的工作频率一般为 50~110 kHz。在任何时候每次修正都至少应有 5 条位置线可用。

21.3.4.2 中频 / 超高频长基线应答器 MF/UHF LBL Transponder

最新型长基线应答器的最低要求如下（数据以中频 / 超高频方式表达）：

- 传感器波束形状：半球形 / 半球形；
- 频率范围：19~36 kHz/50~110 kHz；
- 声学敏感性：90 dB re 1 μPa/90~125 dB；
- 声学输出：1 m 处为 192 dB re 1 μPa/190dB；
- 脉冲长度：4 ms/1 ms；
- 定时分辨率：1.6 μs/8.14 μs；
- 深度等级：根据项目要求。

每个阵列中至少有两个应答器可以调整深度、温度和传导率。中频应答器包括锚（最小重量 80 kg），锚通过 1.5~2 m 长的环索（最好为尼龙索以避免腐蚀）与设备底部释放机构连接，并且可使用合成泡沫环提供浮力。

应答器需牢固地安装在超高频阵列装置的框架上，例如放置在海床上的圆形支架，高度 2.0~2.5 m。应根据海底深度，遵循特定程序进行布放。安装后可通过

遥控潜水器对装置进行目视检查。中频阵列可能需要混凝土块或其他应答器支座。

21.3.5 声学短基线和超短基线 Acoustic Short Base Line and Ultra Short Base Line

21.3.5.1 声学短基线（SBL） Acoustic Short Base Line （SBL）

短基线（SBL）声学定位系统[7]是用于跟踪潜水器和潜水员的三大类水下声学定位系统之一，其他两类是超短基线（USBL）和长基线系统。短基线系统与超短基线系统类似，无需在海床上安装应答器或设备，因而适合于在锚泊或航行船只上跟踪水下目标。但与超短基线系统不同的是短基线系统可提供固定精度，其定位精度随传感器间距的增大而提高[8]。所以只要空间允许，例如在大型船只或船坞上运行，短基线系统的精度和定位稳定性可类似于安装在海底的长基线系统，使其适合于高精度测量工作。当在小型船只上运行时，由于传感器间距受到限制（即基线较短），短基线系统的精度将会降低。

21.3.5.2 超短基线 Ultra-Short BaseLine

完整的超短基线系统由安装在测量船下方圆杆上的收发机和安装在海底、拖曳式仪器箱或遥控潜水器上的应答器/响应器构成。系统使用计算机或“上部单元”根据收发机测量的距离和方位计算出位置。

收发机发射声脉冲，水下应答器检测到后以其声脉冲应答，船上的收发机随后检测到此应答脉冲。超短基线系统测量从发射初始声脉冲至检测到应答脉冲的时间并转换为距离。

为了计算水下位置，超短基线系统需对收发机与水下信标的距离和角度进行计算。角度由配备传感器阵列的收发机测量。收发机头通常包含三个或更多传感器，传感器分隔基线不大于10 cm。此传感器阵列采用相位差分法计算与水下应答器的角度。

21.3.5.3 说明 Description

短基线系统通常将布放在海床上的应答器之间所形成的较长基线替换为水面

船体上参考点之间所形成的较短基线。水听器标记出三或四个参考点，其间距通常为 10~50 m 并与中央控制单元连接。

海床位置或移动目标由声学信标标记，短基线水听器可接收信标发射的脉冲。因为无需多应答器阵列并且无需对其进行校准，所以要比长基线法方便。但定位精度低于长基线法，并随着水深增加或与信标的水平偏移增加而降低。额外因素可显著影响精度测量，例如船只航向误差以及纵摇和横摇误差。

在超短基线系统中，使用相位比较技术的单个复合水听器替代了多个单独的短基线船体水听器，可在水平和垂直面上测量到达声学信号的角度。因而通过测量单个信标相对于测量船的距离和方位即可对其进行定位。尽管安装更为方便，但超短基线传感器需要仔细调整和校准。

21.3.5.4 现场程序 Field procedure

可使用配备跟踪传感器和最新固定式窄带传感器的超短基线系统，以及高精度声学定位（HIPAP）系统或类似系统。此类水面下定位系统与在线计算机系统集成在一起，能精确可靠地提供应答器和响应器的绝对位置。

需提供所有必需设备，以便将完整可用的超短基线系统与在线计算机进行连接并与水面定位系统整合在一起。设备必须符合本节所述的作业要求，其安装应满足制造商的条件，并需特别注意以下要求：

- 现场作业前 12 个月内必须进行过系统检查，并需提交审核文件；
- 声学定位系统安装和校准所提供的精度应高于斜距的 1%；
- 超短基线传感器在船体上的安装位置应尽量避免推进器、机械噪声和 / 或传输通道中的气泡或其他声波发射机的干扰；
- 超短基线设备自身应配备计算机和显示设备，可作为独立系统运行；
- 可根据超短基线设备制造商的建议制造并安装垂直基准装置（VRU）；
- 系统至少能定位 9 个应答器和 / 或响应器。

21.3.5.5 超短基线系统的校准 Calibration of the USBL system

应根据制造商的最新程序校准和检测超短基线系统和垂直基准装置。如果需要更换超短基线系统的任何主要部件，就必须对系统进行完整的安装检查 / 校准。

在超短基线系统中，使用相位比较技术的单个复合水听器替代了多个单独的

短基线船体水听器，可在水平和垂直面上测量到达声学信号的角度。因而通过测量单个信标相对于测量船的距离和方位即可对其进行定位。

尽管安装更为方便，但超短基线传感器需要仔细调整和校准。还需提供罗盘基准，并针对船只纵摇和横摇进行方位测定补偿。与长基线法不同，超短基线法没有可用于估算定位精度的冗余信息。

21.4 海底土壤勘察 Subsea Soil Investigation

海底土壤勘察由岩土工程师或工程地质学家实施，旨在获取海底油田开发区周围的岩土物理特性并用于拟建海底结构物的基础设计。土壤勘察通常包括油田开发区的海底表面勘探和地下勘探，有时也使用地球物理方法获取相关数据。地下勘探一般涉及土壤取样以及对取回的土壤样本进行实验室试验。表面勘探可包括地质测绘、地球物理方法及摄影测量，也可简化为由专业潜水员对现场周围的物理条件进行观测。

为了获取表面下的土壤条件信息需进行地下勘探。用于观测表面下土壤、采集样本以及确定土壤和岩石特性的方法包括试坑、开沟（特别是用于定位断层和滑动面）、钻孔和现场测试。

21.4.1 近海土壤勘察的设备要求 Offshore Soil Investigation Equipment Requirements

21.4.1.1 概述 General

土壤勘察的一般要求如下：

- 钻孔、取样和井底试验的最小深度为海床下 120 m；
- 进行相关的海底现场试验，例如根据土壤条件，圆锥贯入试验（CPT）的最大深度可达 10 m；

● 在对沉积物干扰最小的情况下进行实际取样和后续处理。应根据沉积物条件及沉积物数据的使用要求选择取样器和取样管，因而需要不同类型的设备。

● 所有具备电子传输功能的设备在设计上都必须能承受现场的预期水压；

● 使用设备、软件和程序解读测量数据并评估沉积物参数的过程应予以记录并可供查阅。

取样和试验设备可详述如下：

● 所有取样和试验设备的几何尺寸及在空气中和水中的重量；

● 如若可能，应能在船舷外、船尾后或穿过月池操纵海床设备；

● 所需起重机和 / 或 A 形吊架的起吊力和起吊臂长度；

● 对起重机和 A 形吊架起吊力、水深、沉积物类型以及贯入深度等的所有限制因素；

● 设备布放前对孔压圆锥贯入试验进行零位调整；

● 试验过程中，在每次试验前后记录所有传感器的零位读数。

作业开始前需提供所有圆锥的校准证书，还应提供足够的经过校准的备用锥尖以确保作业能够完成。

21.4.1.2 海床取芯设备 Seabed Corer Equipment

应使用得到认可的取芯设备，设备需具有类似工作的良好作业记录。海床取样器的取样管顶部是止回阀，当将取样器拉回海面时可防止海水进入及样本被冲出。贯入和回收作业都需测量并记录。

取芯器的主要作业要求如下：

● 取芯器可在海床作业；

● 使用应答器对水柱中的取芯器进行连续监测。

21.4.1.3 孔压圆锥贯入试验 Piezocone Penetration Test

孔压圆锥贯入试验的主要作业要求如下：

● 孔压圆锥贯入设备可在海床作业；

● 所有圆锥均为电动圆锥，贯入时需连续记录不同深度下圆锥的端点电阻、套管摩擦力以及孔隙水压力；

● 使用应答器对水柱中的孔压圆锥贯入钻探设备进行连续监测；

● 根据土壤条件，通常最多贯入海床下 5m；

● 孔压圆锥贯入试验的作业过程中，在顶杆贯入土壤前需记录以下数据：水头、贯入探测器处的阻力、侧向摩擦力以及孔隙压力（从海床上 1 m 处开始记录）；

● 贯入仪应处于能为顶杆提供理想垂直度的位置。

图 21.4 为孔压圆锥贯入试验的典型示意图。

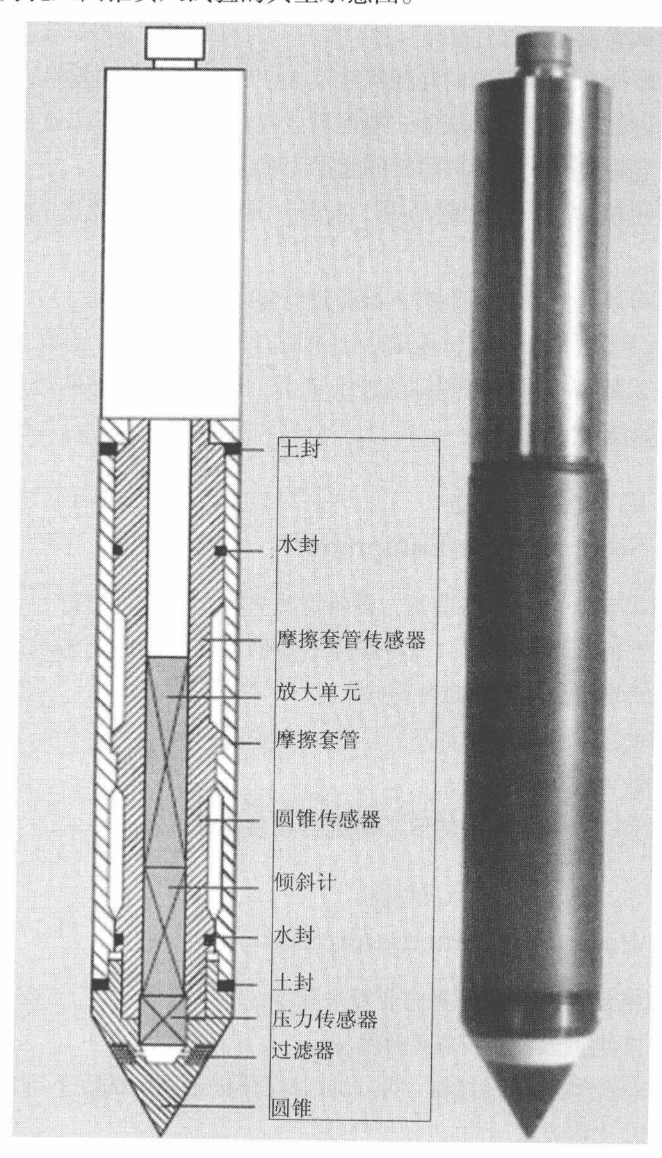


图 21.4　孔压圆锥贯入[9]

21.4.1.4 钻井平台
Drill Rig

典型的自升式钻井平台如图 21.5 所示。需为钻井平台提供所有钻柱组件：钻管、钻头、镶嵌钻头、短节及转换接头等。钻柱在钻井平台上的垂荡补偿能力是非常重要的，能减少钻孔及井底取样和试验时钻头的移动。

可使用旋转技术和预制钻探泥浆钻孔至海床目标深度，钻孔旨在获取高质量样本并进行现场试验。

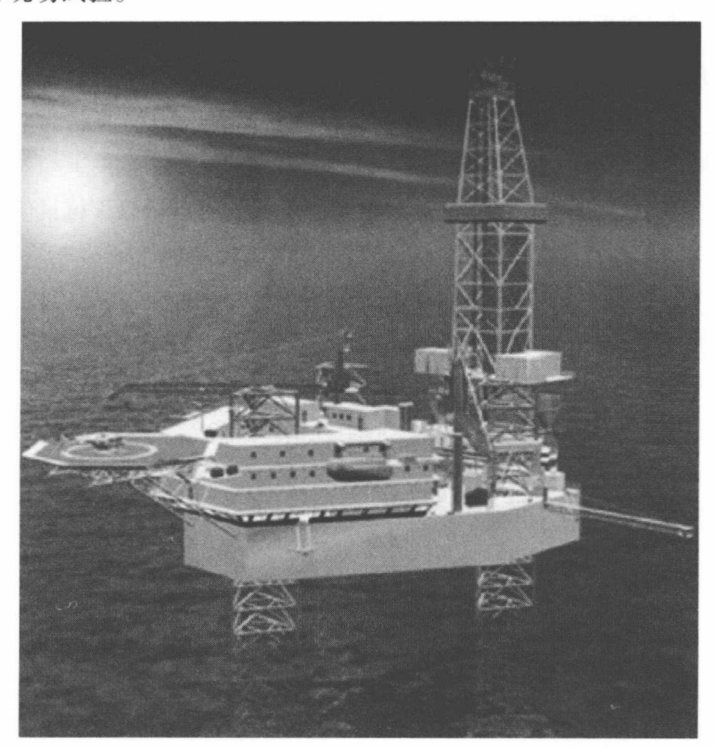


图 21.5　自升式钻井平台

21.4.1.5 井底设备
Downhole Equipment

在井底作业模式中通过钻柱进行取样和试验的设备与勘察内容相关：

- 孔压圆锥贯入试验；
- 推入取样；
- 活塞取样；
- 锤击取样。

需准备大量圆锥和取样管。根据土壤条件，推入取样可采用薄壁或厚壁取样管。井底设备的主要作业要求是能够在最大相关水深和钻井深度处使用。

21.4.1.6 实验室设备 Laboratory Equipment

测量船需提供可作为海上土壤试验实验室的房间或空间，并配备足以进行每天 24 小时作业的设备和人员。切割衬管及样本密封和上蜡所需的所有物资和设备（包括将样本运送至岸上实验室的包装箱）都必须认真准备。

根据项目性质，海上实验室各不相同。需配备可进行以下标准实验室试验的设备：

- 样本挤压；
- 样本描述；
- 容积密度；
- 比重；
- 含水量；
- 粘性沉积物的剪切强度。

21.4.2 海底测量设备接口 Subsea Survey Equipment Interfaces

21.4.2.1 声速测量 Sound Velocity Measurement

如若需要应记录声速剖面，确保地球物理设备和水深测量设备在校准时使用了正确的海水声速。海水声速可通过得到认可的公式进行计算。

所有设备都应根据制造商印发的说明书运行并遵循其规范。速度探测器和绞车系统必须能够在测量水深处有效工作，并需在下降至海床及回收至水面过程中记录数据。

设备应在移动日期前的 12 个月内按照国家标准局制定的标准进行校准，校准证书需包含在测量程序中。

21.4.2.2 沉积物处理和存储要求 Sediment Handling and Storage Requirements

沉积物样本需认真标记、处理并运送。取芯器采集的样本可切割为 1m 长的样本段，然后将岩芯样本存储在温度较低且摇动和震动较少处，但无需冻结。密封圆筒或蜡封样本需加以清楚标记：

- 顶部（最靠近海床）；
- 底部；
- “向上”标记（指向上方的箭头）；
- 岩芯位置、取样次数、日期以及公司项目编号；
- 样本段编号及顶部 / 底部深度；
- 岩芯长度，单位为米。

识别标记需放置在顶盖内。

然后将密封并做过标记的样本圆筒和蜡封样本放在适合运送的箱子内。如若可能，应将岩芯段垂直存放。需避免放置在重型发动机或发电机附近的房间，因为发动机或发电机会产生过大振动。

装有密封沉积物的箱子应小心运送至岸上实验室并进行处理。在箱子的搬运过程中，可采取特殊预防措施防止沉积物受到震动和冲击载荷的作用。

不可使沉积物暴露在低于 0℃的环境中。必须根据具体情况决定是采用空运还是通过卡车将样本运送到岸上实验室。

每个圆筒和蜡封样本都应登记存放以方便取用。

现场作业完成后，需为每个样本编写样本记录。样本记录包括以下信息：

- 项目编号；
- 现场地区；
- 钻孔或岩芯编号；
- 样本编号；
- 水深；
- 取样日期；
- 取样器类型；
- 取样管直径；

- 岩芯物质的长度；
- 沉积物贯入深度；
- 捕芯器内的物质；
- 岩芯物质是在船上挤出还是密封在管子或衬管内。

应根据捕芯器及衬管各端的内容物对沉积物类型进行简要说明。

21.4.2.3 船上实验室试验 On-Board Laboratory Test

岩芯被切割成长度不超过 1 m 的样本段。切割过程中及其他情况下都应避免扰动岩芯。对 1m 样本段的各端用以下设备进行试验：

- 便携式贯入仪；
- 小型十字板仪；
- 电动微型十字板。

可对 Ponar/Van Veen 抓斗式取样器采集的沉积物样本进行说明、装袋并密封后与岩芯一起运送。然后可采用电动微型十字板对箱子内岩芯接近中心处的样本进行测量，因为此处土壤未受扰动。

21.4.2.4 岩芯制备 Core Preparation

密封前需对沉积物进行目视分类，并使用便携式贯入仪和剪切十字板对各岩芯段的顶部和底部进行试验。然后标记所有岩芯，切割样本管以减小气隙，密封以防水分损失，最后垂直放置。标记至少需包含以下信息：

- 公司；
- 项目名称；
- 岩芯位置参考编号；
- 日期；
- 水深；
- 明确标明岩芯的顶部和底部(例如使用不同颜色的管盖或在岩芯上标记“顶部”和“底部”)；
- “向上”标记，可说明正确的存储方向。

21.4.2.5 岸上实验室试验 Onshore Laboratory Tests

根据土壤类型和位置，如若可行应在岩土实验室中对岩芯样本进行以下试验，样本在采集后需尽快在现场密封并且不可受到扰动：

- 样本说明；
- 筛分分析；
- 不固结不排水（UU）三轴（粘土）试验；
- 微型十字板（粘土）；
- 分类试验（阿氏稠度极限、含水量及单位沉没重量）；
- 碳酸盐含量；
- 铁含量；
- 热特性；
- 有机物含量；
- 液体比重计。

开始试验前岸上实验室的试验计划需得到批准。

21.4.2.6 近岸岩土勘察 Near shore Geotechnical Investigations

在近岸地区进行岩土勘察应充分利用自升式钻井平台，也可用锚泊驳船替代，能在水深（WD）2 m 至 20 m 处进行钻探作业。可使用上节所述关于证明、完整性和安全/有效作业的一般要求。此外，需保证卫生条件和船员生活条件可以接受，以减小对近岸地区环境的影响。

为了支持岩土钻探平台，所有小型船舶作业都应遵循以下原则：

- 小型船舶需配备备用燃油、基本工具箱、发动机主要备件、雷达反射器、便携式无线电、移动电话、饮用水、急救包以及遇险信号/火焰信号（密闭于防水容器内）；
- 小型船舶只能由船员或经过小型船舶操纵课程专门培训的其他人员驾驶。

21.5 参考文献 References

[1] GEMS, Vessel Specification of MV Kommandor Jack, <www.gems-group.com>.

[2] K.F. Anschu ¨ tz, Cutaway of Anschu ¨ tz Gyrocompass, <http://en.wikipedia.org /wiki/Gyrocompass>.

[3] Navis.gr, Gyrocompass – Steaming Error http://www.navis.gr/navaids/gyro.htm.

[4] D.J. House, Seamanship Techniques: Shipboard and Marine Operations, Butterworth-Heinemann, 2004.

[5] L. Mayer, Y. Li, G. Melvin, 3D Visualization for Pelagic Fisheries Research and Assessment, ICES, Journal of Marine Science vol. 59 （2002）.

[6] B.M. Isaev, Measurement Techniques, vol. 18, No 4, Plenum Publishing Co, 2007.

[7] P.H. Milne, Underwater Acoustic Positioning Systems, Gulf Publishing, Houston, 1983.

[8] R.D. Christ, R.L. Wernli, The ROV Manual, Advantages and Disadvantages of Positioning Systems, Butterworth-Heinemann 2007.

[9] Fugro Engineers B.V., Specification of Piezo-Cone Penetrometer, <http://www. fugro-singapore.com.sg>.

第 22 章　管道路径优化、接岸、连接及保护

Route Optimization, Shore Approach, Tie-in and Protection

22.1 引言
Introduction

近几十年来，海底浅水和深水工程中所运用的安装设备得到了发展，满足了行业及恶劣环境条件的需要。设备可用性及其相关的能力和局限性在海底管道设计中有着举足轻重的作用。

本章将对海底管道的一些设计项目进行概述，具体分为下述章节讨论：

- 管道路径优化；
- 管道接岸；
- 管道连接；
- 管道开沟 / 埋设；
- 管道抛石。

22.2 管道路由
Pipeline Routing

22.2.1 引言
Introduction

海底管道路径的选择涉及对概念设计阶段的替代路径进行技术和经济性评估。在详细设计阶段对最终管道路径的实际选择通常是一个反复进行的过程，其涉及与若干第三方进行探讨等事宜，这一过程可持续深入整个设计阶段。如果在选择路径时没有充分的路径数据，那么通常需要进行初步的路径测量以助力于路径选择。

22.2.2 基本原则 General Principle

路径选择是一个复杂的程序，受制于诸多因素显而易见，从物料视角出发，中转码头站点之间的最短距离可能就是最为经济的。然而，实际上会有许多因素影响着最终选择及海底管道路径的优化，每一个因素均必须在项目的概念和/或详细设计阶段予以考虑。一般而言，路径选择的影响因素有：

- 终端位置和海底障碍物（如平台、油气井、其他管道和缆线）：对于固定障碍物，建议采用 500m 最小间隙；管道和脐带缆交叉数量应尽量减少，现有管道最好垂直穿越，角度至少为 30°；如果有可能则应避开锚固和坠落物区域，应为管道隔开一条 50~100m 的走廊；
- 水深和海床地形（若有可能应避开此类特征如砂波或砂脊、岩石、泥流、泥火山和冰山划痕）；
- 出现不良环境特征，如大海流、浅水波浪；在设计管道接岸时，管道路径一般呈曲线形，管道垂直于海岸线，这使得铺管驳船与海岸线之间的拖管路径最短，作用在管道上的波浪载荷最小；
- 出现其他油气田、管道、结构物、大型岩石和禁航区（例如，军事演习区和布雷区）；
- 出现不利的航行或捕鱼活动；
- 考虑到特种类型铺管驳船可作业的最大水深时的施工约束，最小铺管曲率半径等。管径小于 10in、10~18in、大于 18in 的，典型的铺管半径分别为 1000m、2000m、3000m。

22.2.3 成本问题 Cost Considerations

管道的安装成本直接受到所选路径的影响，其在制作加工和安装阶段的总成本占比显著。相关项目如下：

- 已制造管道管段/涂层管段的长度；
- 路径的预清理；
- 预安装铺设悬跨段修正支撑物；

● 后安装铺设悬跨段修正支撑物;
● 开沟、埋设或抛石。

这些项目的某一些或所有内容均与所选管道路径有关。作为设计的总原则,应当:

● 使所需管道长度最小;
● 避免要求预清理;
● 避免预安装铺设悬跨段修正支撑物;
● 将后铺设悬跨段修正支撑物减至最少;
● 减少开沟、埋设或抛石。

22.2.4 路径测量 Route Survey

路径测量包括设计、预安装和铺设状态的测量。测量走廊的宽度须大到足以覆盖安装公差。设计目的所要求的路径测量包括下述方面:

● 沿着管道路径中心线的海床轮廓;
● 海床特征和不规则地形,尤其是不平整海床地形;
● 怀疑存在问题的区域内的特殊土壤条件;
● 海流 / 波浪测量;
● 海床障碍物的位置和描述,包括现有管道或脐带缆的交叉穿越。

与管道路径测量相关的详细描述将在下一章讨论。

22.2.5 路径优化 Route Optimization

当路径上可能没有了障碍物,海床平坦且是可及水深时,一般无需对管道路径进行优化。因此,两个中转码头站点之间的直线距离可能就已足够。然而,在地形复杂的海床上,如果对路径进行优化,则可明显降低制作加工和安装费用。

为优化管道路径,需对下述项目规划合理的精确成本:

● 额外管道管段 / 单位长度;
● 走廊 / 单位长度的预清理,包括因铺管走廊较小而使铺管作业量减少的成本;
● 预铺设悬跨段修正支撑物,也包括因铺管走廊较小而使铺管作业量减少的成本;

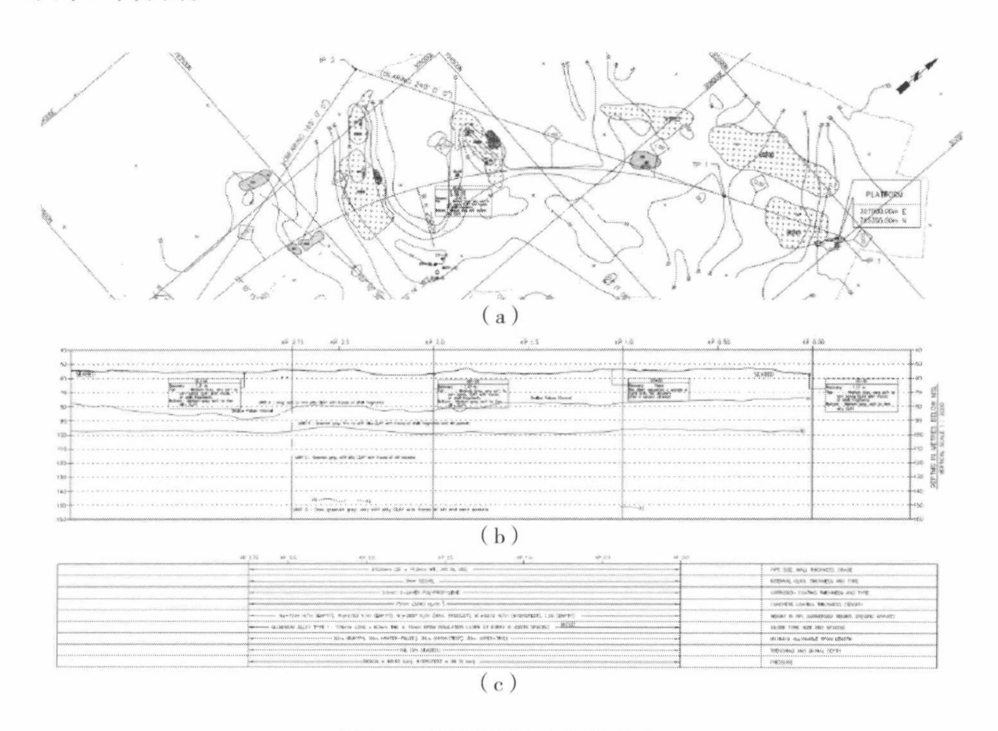
● 后铺设悬跨段修正支撑物；

● 开沟、埋设和抛石 / 单位长度。

根据所得到的成本，可得出每一种路径的总成本。值得注意的是，在管道设计参数最后确定之前优化工作均属没有完成（例如，悬跨段修正支撑物的数量在确定容许的悬跨段之前均为未知）。

22.2.6 管道定线图
Pipeline Alignment Sheet

定线图用于记录材料估算和安装承包方所需的各种信息。对于主要的管道系统，通常在概念设计阶段准备一套初步的海底定线图图纸。在详细设计阶段，需合并附加信息和 / 或修正内容，足以全面描述管道施工工作。一张定线图一般覆盖 2~3km 长管道，其中部分图纸会有重叠。海底管道定线图一般包括如图 22.1 所示的 3 个方面。



（a）

（b）

（c）

图 22.1　海底管道的典型定线图

（a）路径计划和水深测量图　（b）路径上海床和海底轮廓　（c）管道和安装数据

1. 路径计划和水深测量图

◆ 网格坐标系；

◆ 管道路径走廊；

◆ 管道路径中心线，设有公里点（KP）标记和耳索；

◆ 路径几何形状（曲率半径、切点和和管道走向）；

◆ 海底障碍物位置；

◆ 管道和脐带缆交叉；

◆ 海床特征；

◆ 海床水深测量等高线；

◆ 受限锚固区域。

2. 路径上海床和海底剖面

◆ 沿着路径中心线的海床剖面；

◆ 沿着路径中心线的海底剖面；

◆ 土样或圆锥贯入试验数据。

3. 管道和安装数据

◆ 管径、壁厚和材料等级；

◆ 内外抗腐蚀涂层类型和厚度；

◆ 管道配重层类型（混凝土层）和厚度；

◆ 阳极详细说明和间隔要求；

◆ 止屈器详细说明和间隔要求；

◆ 现场接合部涂层详细说明；

◆ 开沟和材料回填详细说明；

◆ 配件及特性。

须展开海床水深测量与土壤性能数据的勘探工作，并根据路径测量结果予以提供。包括不同土壤层在内的海床特性，均须纳入到路径测量图中。

22.3 管道接岸
Shore Approach

22.3.1 引言
Introduction

海岸线是一个极端复杂的海洋、陆地和大气交界面。海岸线构形则通过水的水动力、大气的气动力、岩土工程、生物和人类活动而形成。在环境载荷的作用下，其随时间而变化。海底管道以接岸方式到达陆地。在选择管道的初步路径时，接岸方式构成了路径选择过程的一部分。在浅水区，管道尤其暴露于较大的波浪运动和顺岸流。有经验表明，在过去因极浅水区的艰难环境而出现严重问题和成本超支，而管道接岸工程的实施则必须特别予以关注，务必考虑到所有的相关因素。每一次接岸都互不相同；接岸选址需考虑下述因素：

- 岩土条件、海岸长期侵蚀、海岸线变化特性；
- 针对海岸线的环境载荷；
- 海洋 / 陆地交界面的复杂性；
- 区域内现有管道、缆线和出海口；
- 安装问题，诸如使安装和开沟船靠近沿岸，在岸上为拖拉作业和 / 或管道段制作加工提供合适的空间。

在管道接岸规划时，需对环境载荷进行合适的现场勘探。需进行海事测量，以确定海岸轮廓线、洋流和潮汐海流、海床的测量水深。需进行现场岩土勘探，以确定海床土壤的岩土说明和强度性能。

22.3.2 管道接岸设计
Design of Shore Approach

管道接岸选择非常关键，要求对沿海水力、岩土工程和环境进行非常细致的

工程审核，同时对所建议的施工法进行研究。在管道接岸设计中一般会讨论下述设计问题：

- 沿海环境；
- 管壁厚度；
- 管道稳性；
- 覆盖深度；
- 阴极保护；
- 环境问题；
- 安装问题。

沿海环境

随着波浪朝向海岸移动，它们变得越来越高、越来越陡。朝向缓斜坡海岸移动的波浪最后因变陡而破碎。当浪高约为局部水深的 80% 时多数波浪均会破碎，尽管波浪与波浪并不相同而且与前一次波浪所产生的流动发生相互作用。碎浪的形式变化多端，主要取决于海滩坡度。折射改变了扩展方向。

斜向冲击海岸的波浪产生出沿岸海流，其通过靠近海床的水因波浪产生的移动而将搅起的沉积物运移他处。这样的海流通过沉积物运移过程改变了海床地形，这些变化反过来又改变了破碎波的模式。

管壁厚度

海底管道接岸和陆地部分管壁厚度的选择也会受到管道坐底稳性的影响。

管道稳性

管道接岸的常见特征是因波浪和潮汐海流所致的环境力相对较大。接岸用的管道通常被安装在预开挖的槽沟内，在稳性分析中应对槽沟的遮蔽作用给予考虑。另外，可将管道有意埋置在砂质海床中，分析时也应给予考虑。对于管道的负浮力，应考虑到人工回填材料作业时土壤密度加大（液化）的情形。

覆盖深度

海底管道在接岸时应予埋设，否则就需要采取诸如抛石等的替代性保护措施。管道的覆盖深度将影响到管道后安装开沟是否可行或者是否应进行预安装开挖和挖掘。除非使用专门的开沟机械，并确信其达到了规定的覆盖要求，否则通常采用预安装开挖。

一般建议最小覆盖深度为 2.0~3.0m，以确保未来在海滩受到任何侵蚀的情况下管道仍良好埋地，原则上这就是标准的行业做法。覆盖应延伸至从海滩起至少 500m 的向海位置处，或者覆盖的最后水深在最低天文潮汐下约为 12m，以确保铺

管驳船拥有合适的吃水深度。这一位置的向海覆盖应满足离岸覆盖要求，或者通过减少暴露于环境作用力而足以为管道提供长期稳性。

典型的回填材料结构可由砂和碎石构成，至少在管道顶部 800mm 厚，在砂和碎石层的上方是平均为 100mm 的另一岩石层（最小 0.8m），然后又是一层岩石，平均岩层厚 350mm。

22.3.3 管道接岸方法 Shore Approach Method

常见的管道接岸法归类为如下 3 种：

- 底拖法；
- 水平钻孔法；
- 隧道钻孔法。

底拖法

管道接岸中最常用的方法是底拖法，其可分为陆地拖拉和离岸拖拉两种。

- 陆地拖拉

在接岸拖拉法中，绞车通常被安装在陆地槽沟的开始处。需要把拖缆连接至铺管驳船和拉头上，后者被焊接在管端上。铺管驳船在作业过程中将保持其原始位置不变，而管段则经由岸上绞车进行拖拉。应控制水下管道的曲率，以将管道的应力水平控制在容许范围之内。图 22.2 为接岸拖拉的典型布局。

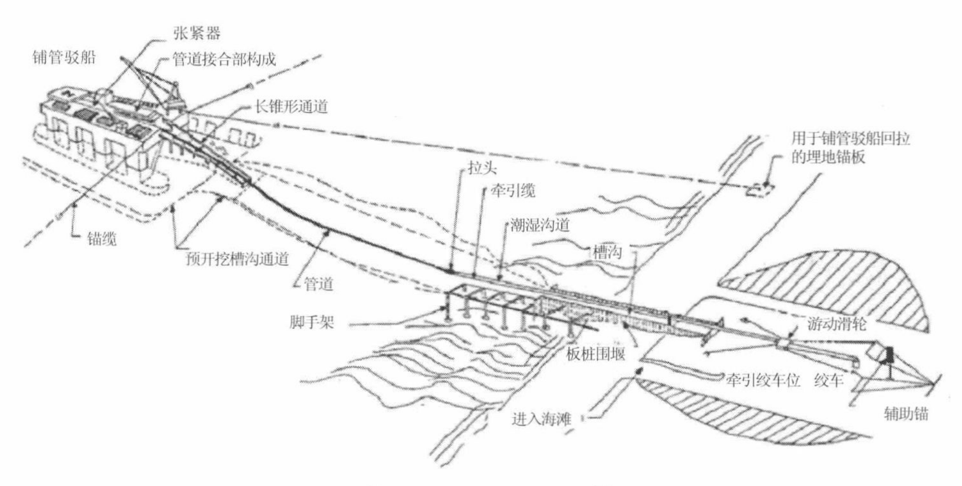


图 22.2　陆地拖拉布局 [2]

为拖拉走廊铺设一条堤道可能是通往限制性现场区域或困难地形的解决办法。以同步方式将管道牵引出铺管驳船，送入预开挖的槽沟内，直至其到达高水位标记附近的围堰处。围堰与沿着海滩向下一直安装至低潮线处的钢板桩挡墙一起构成一个整体结构。随着管道安装作业的进行，已开挖槽沟可能会被回填，海滩槽沟则在移除钢板桩时得以回填。可将围堰用于连接待安装的陆上管道。

用于陆地拖拉作业的拖拉系统可以是配备游动滑轮装置的双、四或六拖缆系统。双拖缆系统的拖力可达 400t，而四拖缆系统的拖力则可达 800t。多拖缆拖拉系统所需的海滩面积较大。主要影响陆地拖拉所需拖力的两个因素是铺管驳船位置或拖拉长度以及决定管道重量的混凝土厚度。可借助浮力来降低拖拉载荷，但这一措施应当用于施工期间的精细化作业，而不是成为确定拖力的一个前提。不希望出现过大的浮力，因其伴随有潜在的稳性问题。在附接和移除浮力辅助设备可能存在问题和不可靠的情况下，需进行附加的海事作业。

离岸拖拉

如图 22.3 所示，离岸拖拉是另一种底拖法，其包括陆上制作加工管道段，并有待经离岸锚固的拖拉式驳船拖拉到位。管道段在陆上施工现场制作加工，从制作加工现场到海滩便形成拖拉走廊。拖缆从驳船上牵引出，沿着拖拉走廊一直到管道制作加工现场，并与第一段管道段的拉头相连。然后将管道拖拉至离岸区域。管道务必要安装在铺管驳船能够进入其中提起管道并展开离岸铺管作业的一个离岸地点。因此，拖拉长度和拖力问题均可能类似于陆地拖拉情形。铺管驳船也可以是拖拉式驳船。

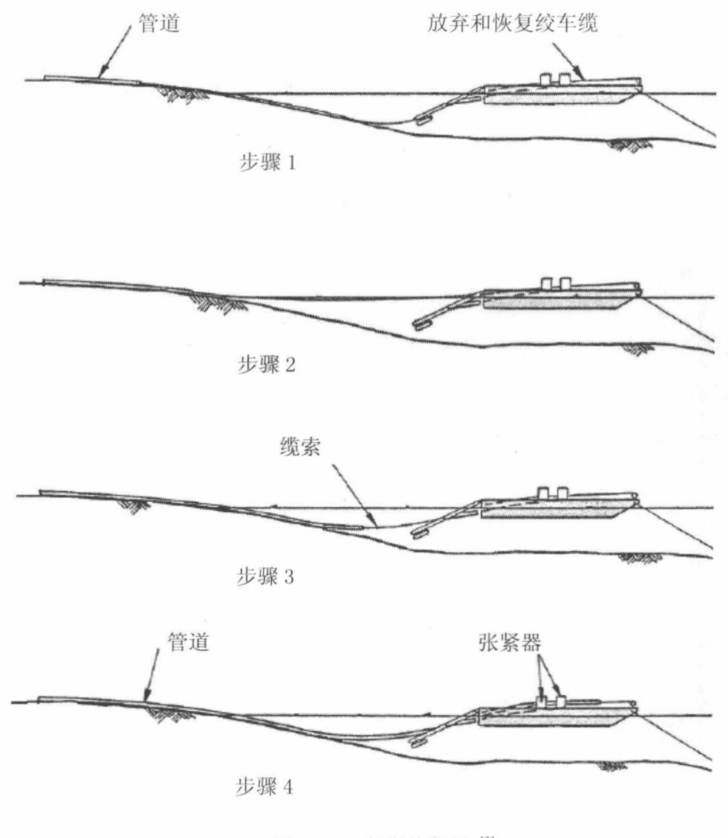


图 22.3　离岸拖拉法[3]

定向钻孔法

水平控制定向钻孔法系采用定制钻机钻探出一个小直径导向孔。当完成导向孔钻时，即可附接一个扩孔钻。将扩孔钻沿着导向孔路径拖拉，扩出一个较大直径的孔，并把冲洗管附接在扩孔钻的后面。图 22.4 所示为管道接岸作业中定向钻孔法的安装步骤。

陆地区域的物理特点是对管道接岸产生明显影响的主要因素之一，尤其是具有巨大生态价值的区域，其不能遭受施工作业的干扰或破坏。人们更喜欢采用水平控制定向钻进法来克服这一类问题。与其他管道接岸法相比，定向钻孔的可行性取决于地面条件，而且安装程序也是在水下进行，使得气候和海洋因素对管道的影响最小；与此同时，其适用于硬质土壤和不规则海岸线，在这一安装程序中需避免对生态特点产生反作用。

隧道钻孔法

对海岸悬崖相交错的管道接岸，常规的隧道钻孔法可用于减少穿过悬崖时产生的大量岩屑，并避免扰动悬崖，而且省去恢复原貌的工作。一般而言，隧道最小钻孔法是最具成本效益的。隧道最小钻孔法包括安装混凝土管片，以形成一个管道可安装进入其中的套管。

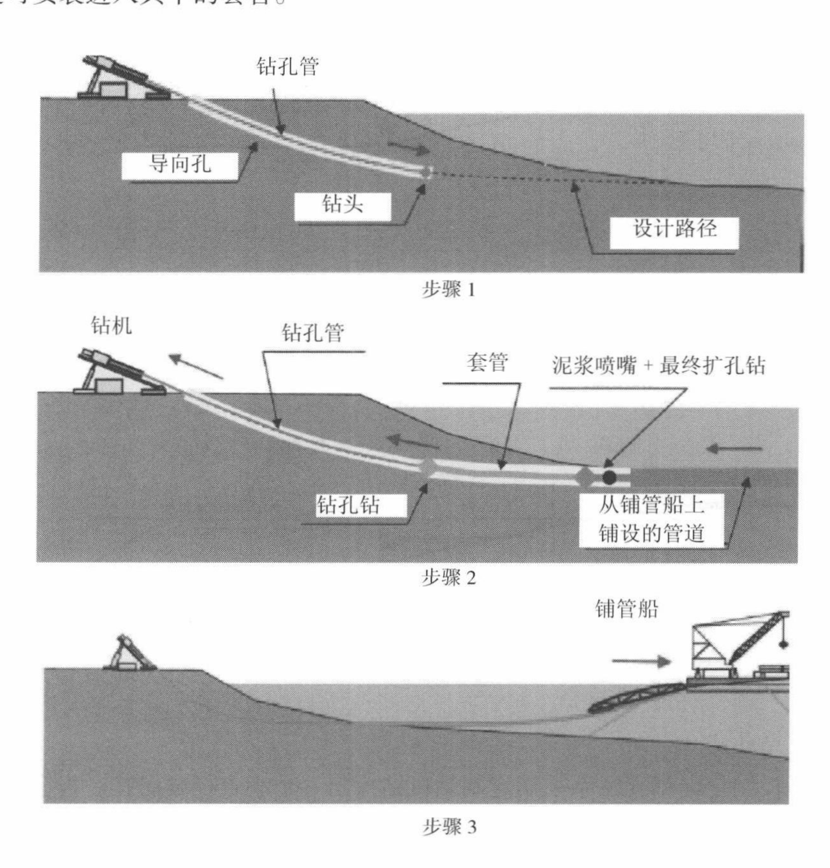
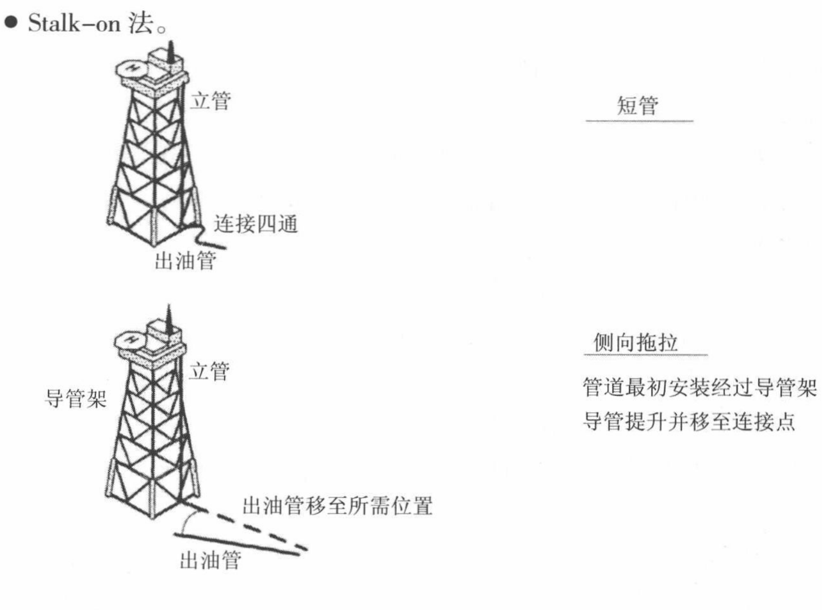


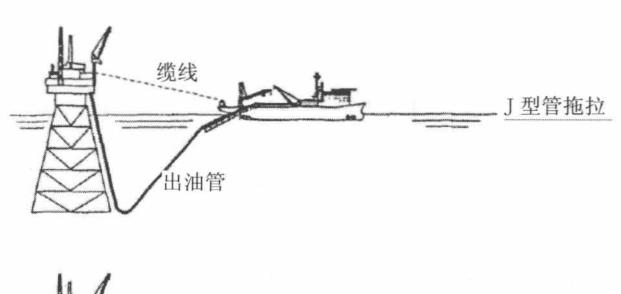
图 22.4　定向钻孔法 [4]

22.4　管道连接
Pipeline Tie-ins

图 22.5 为管道连接至平台的若干典型方法：

- 短管；
- 侧拉；
- J 型管；
- 连接并铺设；
- Stalk-on 法。





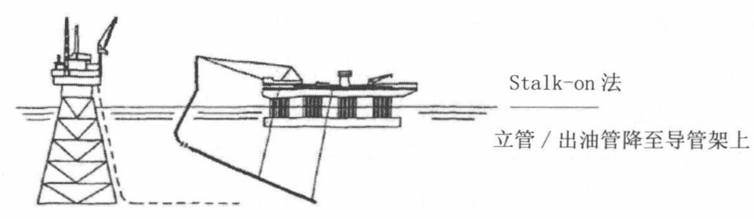


图 22.5　管道连接法

在后续几节中，将就上述连接法展开总原则和安装性能 / 约束方面的讨论。

22.4.1 短管
Spool pieces

这一方法可能是出油管 / 管道连接中最受欢迎的方法。由潜水员进行测量，然后辅助将一管段安装在出油管的两个末端之间，以待连接在一起。

安装性能 / 约束

由于这一方法的灵活性，颇受业界欢迎。两条错位的管段可通过把弯管安装到四通的方式而接合在一起，在潜水员测量之后可制作能够补偿管道向下放置不精确性的四通。

接合时可采用法兰盘或进行焊接。焊接法要求使用高压焊接舱。从设计角度来看，如果出油管膨胀较大，可通过将弯管插入搭接管的方式而把短管接合起来，此时允许管道膨胀但不把高载荷传递给邻近管段。这一方法的明显缺点是在安装出油管与管道连接之后需进行矫正。额外工作需由潜水员完成。如果连接作业须在极深水区完成，那么这一选择就会受到限制。

22.4.2 侧拉
Lateral Pull

侧向偏转系指把出油管末端放置在目标结构物的一侧，然后将其从侧面拉入位置内。与直接牵引相比，其有两方面缺点。

- 更难以对齐；
- 在连接现场的一侧需有一个清洁区（清理区）。

出油管可由一条单拖缆或由固定锚引出的多根拖缆拉向目标，后者可提供更好的对齐控制。承口或插入式导引装置通常用于帮助最终对齐。对大直径管如输出管道或管束，有必要使管道长度内保持平衡浮力。这赋予了极大的灵活性并降低了拉力，但是会将管道暴露于较大的水流力之下。

这种技术的进步之处是采用了垂直偏转，而非侧向偏转。所需的初始形状可通过局部调节浮力而取得，需由拖缆系统实施牵引。这一方法的原则性优点在于它不需要相同规模的海床空间。

另外，应有可能设置初始构形，这是铺管或拖曳安装难以从侧面做到的。然后通过在拉头后面形成垂直松弛弯曲，可以直接拉动第二端的连接。

安装性能 / 约束

当直接牵引（也即 J 型管法、连接并埋设，或 Stalk-on 法）成为不可行选择时，通常采用本法。然而，当直接牵引在通常情况下不可能实施时，也频繁采用本法。例如，J 型管牵引、连接并埋设仅能通过铺管船来实施，而且不是在船只进行铺放作业时。Stalk-on 法仅在浅水区使用。

这一方法的主要缺点在于：

● 需要潜水员进行高强度干预修正；

● 作业实施较难；若干富有经验的潜水操作员在采用本法时已使出油管发生屈曲；

● 如果直接与连接点相连，那么所有管道膨胀都将影响该连接点。连接点则必须承受较大的轴向载荷或较大偏转。

22.4.3 J 型管牵引 J-tube Pull-in

J 型管牵引法用于将出油管连接至拖缆，通过拉动拖缆将出油管牵引穿过 J 型管，直至平台的顶边。这一方法要求 J 型管相较于出油管具有适度较大的直径[5]。

J 型管牵引法要求出油管能够易于在轴向上移动经过较长的距离。这限制了直接从铺管船上拖拉出油管的选择。

安装性能 / 约束

这一系统的主要优点是出油管被直接连接至导管架顶边，因此避免了海底连接作业。然而，其主要缺点在于：

一般应用于小直径管道；用于大直径管道时载荷过高；

直接将管道连接至导管架上，没有用于吸收管道膨胀的系统。在作业期间，将有较大的偏转和 / 或轴向力传递到 J 型管上。

当铺管作业始于导管架时，该方法特别适用于小直径管道。

22.4.4 连接并埋设 Connect and Lay Away

本方法非常类似于 J 型管牵引法，但水下连接情形除外。这一方法通常应用于非潜水作业，此时需将机械连接系统应用于连接作业。

有关非潜水牵引和连接工具的两个实例 McEVOY 和 FMC（见图 22.6 和图 22.7）。也有应用于成束管道的非潜水连接系统，如 VETCO 和 CAMERON（见图 22.8 和图 22.9[6]）。

安装性能 / 约束

这一系统主要应用于因水深而无法由潜水员操作的海底管汇 / 水下井口。这是开发用于非潜水连接管道的唯一系统。

主要优点在于该系统可经过调节用于实施非潜水连接作业。

其主要缺点：

- 实施非潜水作业的技术非常昂贵；
- 当管道无法消化膨胀时，连接作业将致使管道承受轴向载荷。

22.4.5 Stalk-on 法
Stalk-on

Stalk-on 法主要在浅水区（小于 40m）使用，因此仅可应用于北海南部。该方法包括将出油管铺设到它将连接的导管架的近处。由施工船操作出油管，提升并焊接在法兰盘或导管架立管上。然后，将管道和立管下降到海床 / 导管架上。随后围绕立管采用导管架管卡进行密封，如图 22.5 所示。

安装性能 / 约束

这一方法的主要优点是安装出油管的船舶同样也能完成 Stalk-on 法。然而，主要缺点在于：

- 立管将受到管道膨胀的影响，不使用膨胀四通时则无膨胀；
- 仅可在浅水区作业。

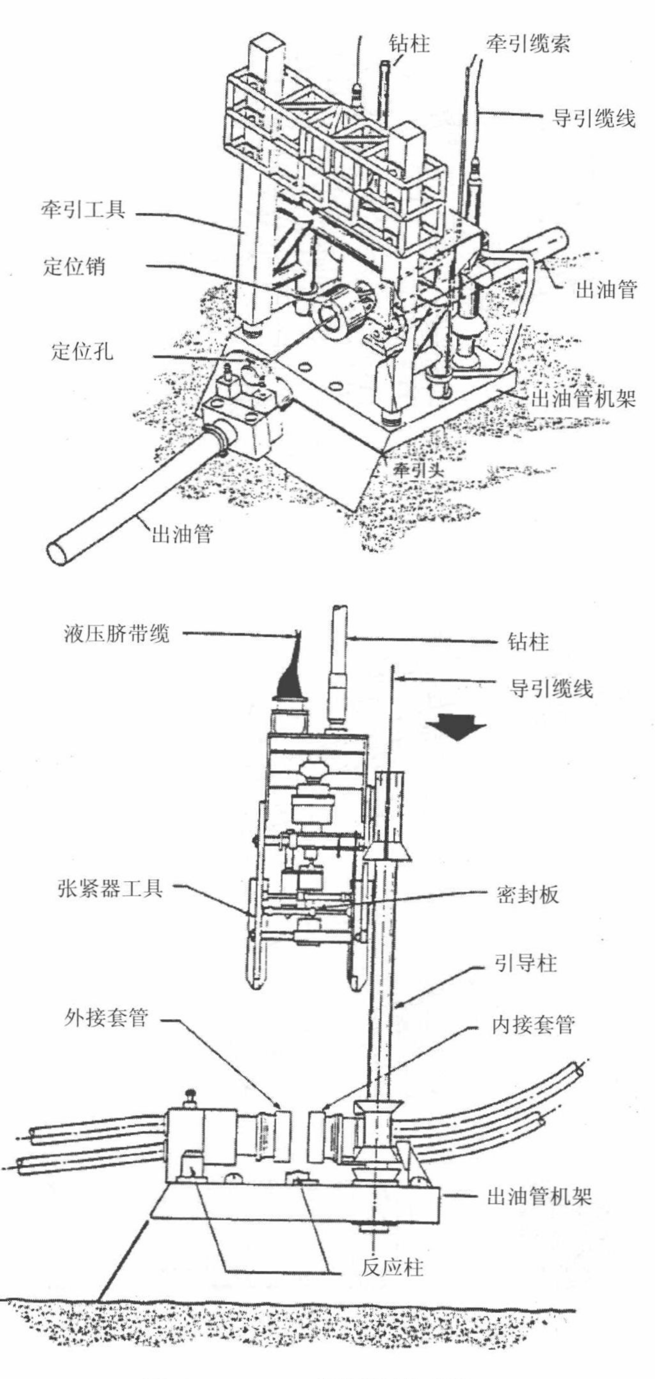


图 22.6　McEvoy 出油管连接系统

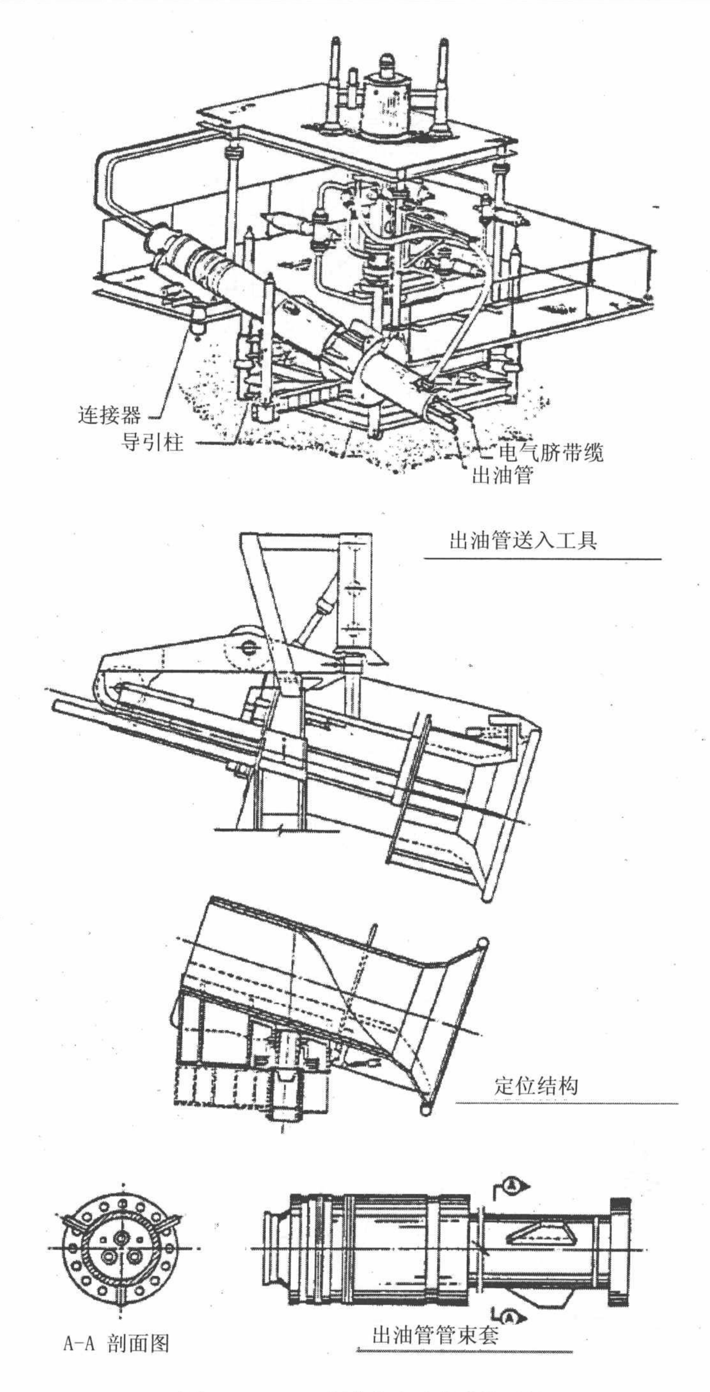


图 22.7　FMC 非潜水出油管连接系统

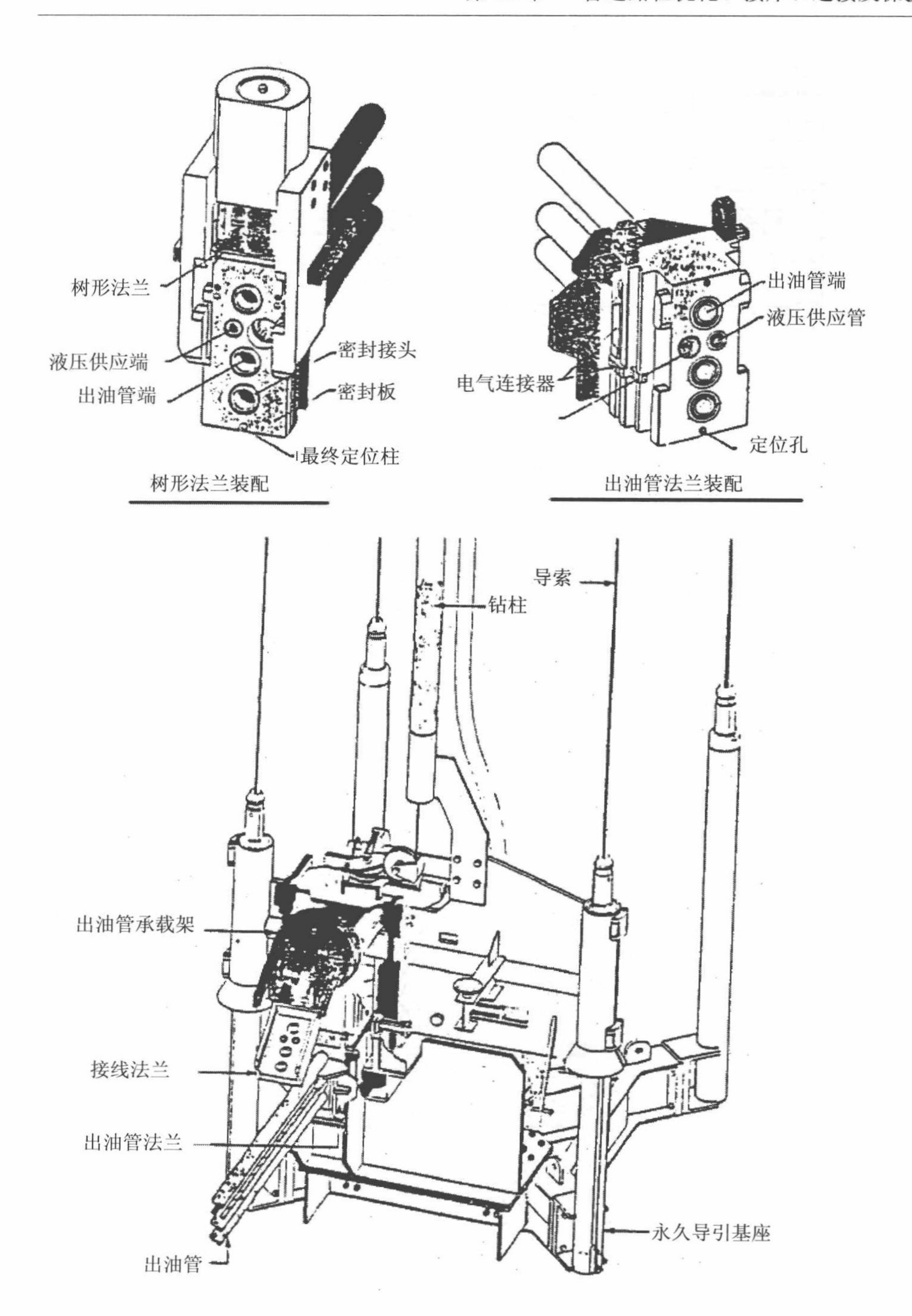
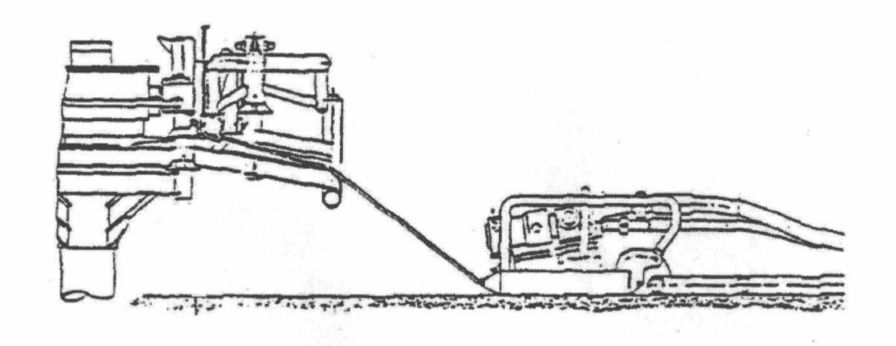
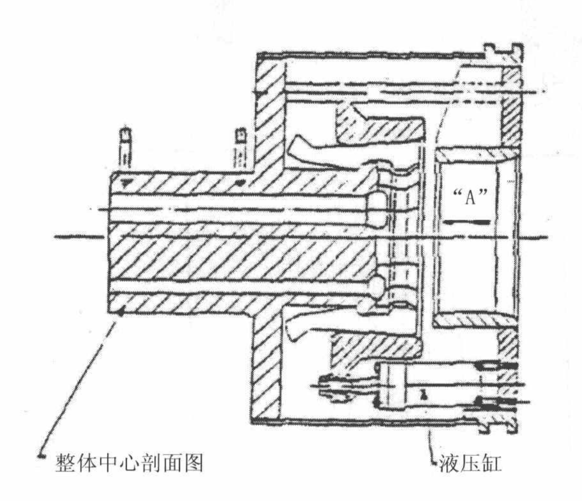


图 22.8　VETCO 非潜水出油管连接工具





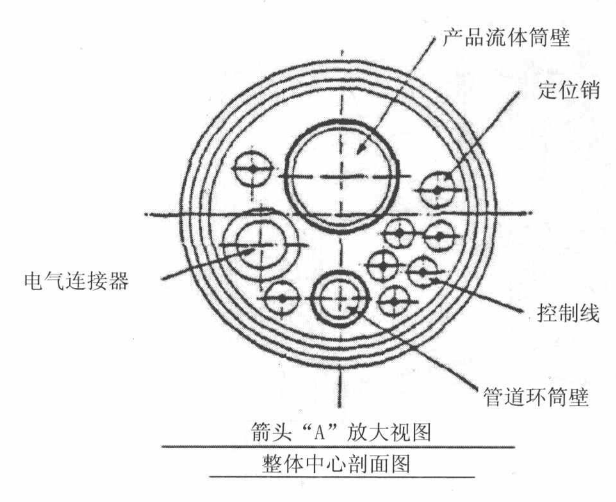


图 22.9　CAMERON 多井连接系统

22.5 出油管开沟 / 埋设 Flowline Trenching/Burying

出油管开沟的目的在于降低水动力并增加管段稳性；防止管道免受因锚、重型坠落物或渔具所致的外部损伤；改进管道的其他结构性能，如悬跨段、侧向屈曲和绝缘性能。管道开沟是管道接岸设计中的一个主要内容，而后开沟则比预开挖槽沟更为常见。近几十年来，开沟 / 埋地设备的开发已与出油管安装设备一样有了明显改观[7, 8]。其趋势是从专用的开沟船演变为可以在潜水支持船（DVS）上使用的设备。出油管开沟 / 埋地设备见下：

- 喷水滑橇；
- 犁入；
- 机械开挖机。

22.5.1 喷水滑橇 Jet Sled

这一方法是传统的管道开沟法。建造涡轮式发动机的专用船舶是为了提供可以在大多数土壤中进行开沟作业的喷水滑橇，如图 22.10 所示。

喷水滑橇可跨装在管道上，并前行进入海底所希望的埋地深度。从海面向设备供水和供气。其运行的两原则如下：

- 高压喷射管将水压出以破碎土壤；
- 将空气泵入管道，其产生升举力并把已破碎土壤从槽沟内清除出去。

该设备经过后，将管道放入槽沟内，自然作用将逐渐回填槽沟。

安装性能 / 约束

喷水滑橇的大小和相关成本差别很大。最大的可重达 80t，受专用船舶的控制，最小的则安装在潜水支持船上，重达 0.5t。相关的作业能力也有变化。大型的设备能够开沟穿过砂、泥砂和粘土，甚至穿过软质岩石（砂岩），开沟速率的变化取决于土壤情况。小型喷水滑橇仅适宜于砂、泥砂和软质粘土。

喷水滑橇的主要不足之处是其无法进行出油管埋地作业。其可为出油管挖掘孔洞使其沉入其中，但无法为孔洞回填材料。另一缺点是所需动力较大。几乎需要 32000HP 用于喷水，在北海的泥砾中曾采用大型管道埋地系统进行开沟。但是，喷水滑橇仍然是颇受欢迎的管道开沟手段，因为该方法被证实效果良好，与其他方法所引起的损伤相比，这一方法对管道的损伤很小。该系统通常要求配备潜水员，但可以无潜水作业。

22.5.2 开沟犁入 Trenching Plowing

开沟犁入法首次于 1980 年为北海作业而开发，意在为管道开沟提供一种较为经济的替代法。自那时起，它就成为了管道开沟的常用方法，如图 22.11 所示。

管道开沟犁入的总原则源自于农业犁田技术。管道犁式挖沟机由一把很大的“犁头”构成，而管道则放置在其顶部。管道经由（通常是海面船只）拉动，随着犁头的通过，出油管沉入槽沟内。如果也使用犁式回填机，这将使作业过程反向进行，即把弃土推入槽沟内而把出油管埋置。

安装性能 / 约束

犁式挖沟机的主要优点是它在潜水支持船的操作下能够开挖出一条出油管尺寸的大槽沟（最大为 24in 直径）。开沟速率非常高，受土壤情况的影响。沟道形状可实现精确控制，因为所采用的是机械开挖法，允许沟道既窄又深。

该系统可能是在一次作业中实现出油管埋地的仅有系统（若有需要）。然而，应当予以注意，有些经营者喜欢将岩石或外来材料作为回填材料使用。

这一系统的主要缺点在于所能开挖的深度有限。至今为止，最大的槽沟深度为 1.5m。其他缺点是该犁式挖沟机会导致出油管损伤，尤其是那些未受混凝土覆层保护的管道。但这一系统优于大多数系统。该系统通常要求潜水员来放置犁式挖沟机并予回收，但在某些情况下可无需潜水员。

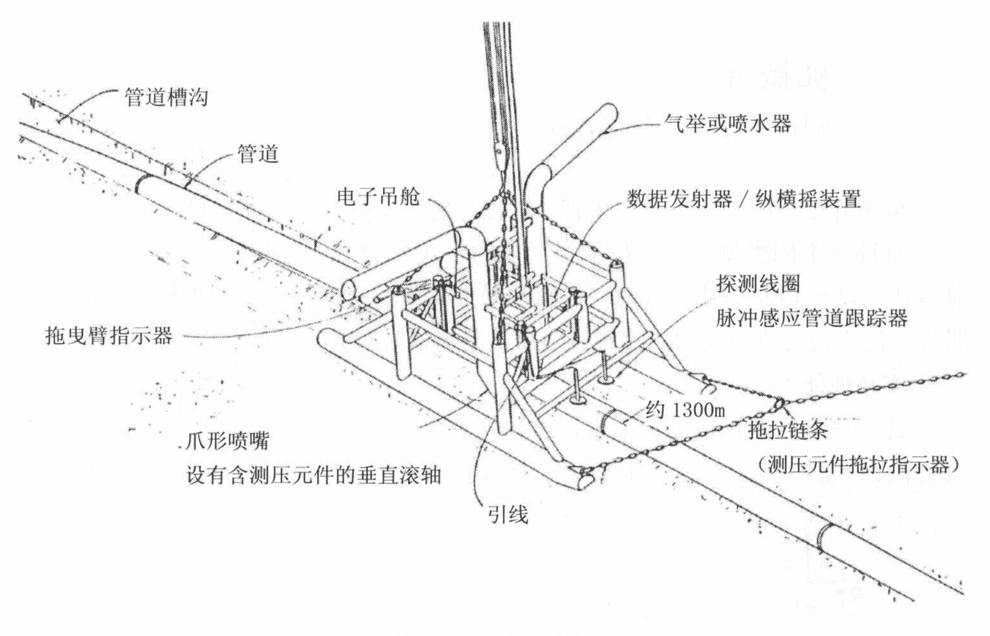


图 22.10　喷水滑橇

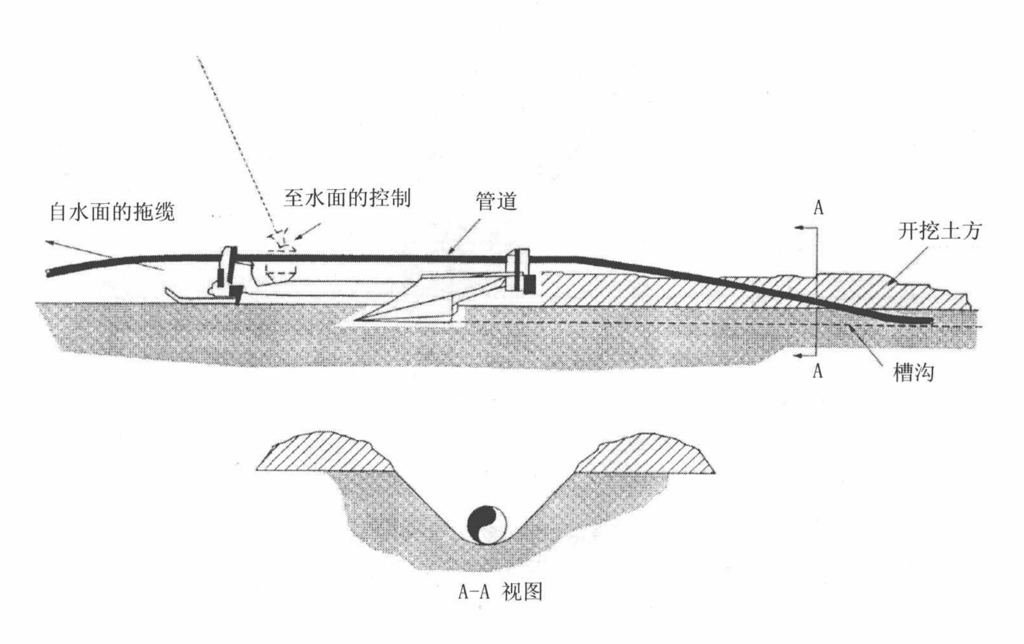


图 22.11　管道犁式挖沟机

22.5.3 机械开挖机 Mechanical Cutters

机械开挖机的开发是为了小直径出油管的非潜水开沟选择之目的。

有许多不同类型的机械挖掘机可供海底出油管开沟使用（见图 22.12）。但其方法均基于相同的基本原则。控制和动力供应由海面船只实现操作，其通过脐带缆为海底设备供应动力。这种设备可沿着海底轨道移动。

安装性能 / 约束

此类设备通常仅适用于小直径出油管，而且需要有柔性。由于其牵引力为自身提供，设备要求土壤相对固结。其不能在极软质土壤或极硬质粘土 / 岩石中开沟。

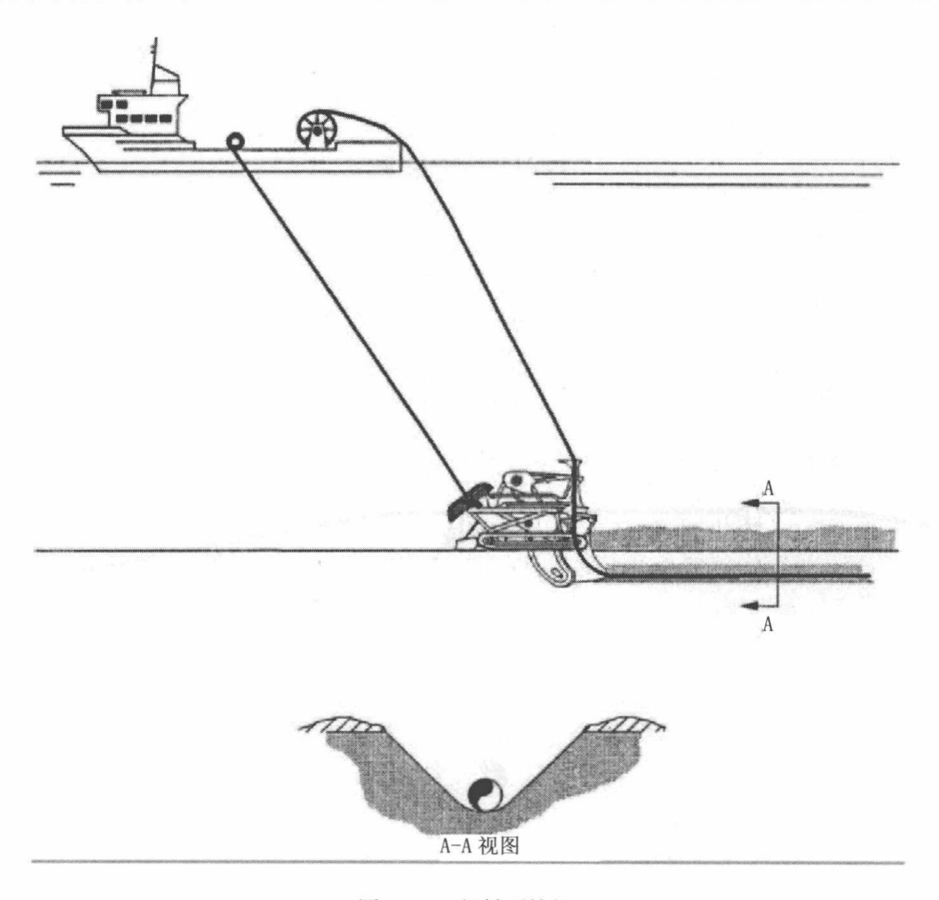


图 22.12　机械开挖机

22.5.4 流化开沟设备
Fluidization Trenching Equipment

流化开沟法的设计是为了非粘性土壤的情况，因为常规方法对此是无效的。对于沙质泥土，喷水器和铰吸式开沟机的作业效率都非常低。其主要原因在于所需开沟间隙宽度非常大，而且必须排除大量的砂，有时需要重复开沟以达到设计深度。基于此，流化开沟设备的设计是根据沙质泥土的特性进行的。如图 22.13 所示，通过引入水并使其沿着管道长度浸没在下方，从而使砂实现流化，使得管道靠自身重量得以下沉。

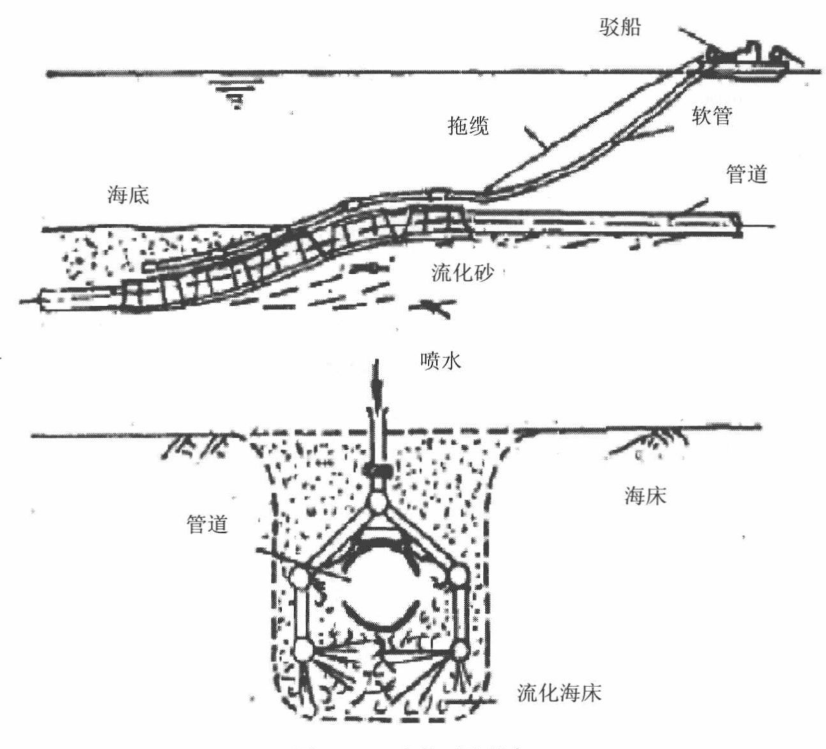


图 22.13　流化开沟设备

这一方法的主要优点在于管道在下沉进入砂土之后因土壤流化而迅速被保护起来。但是，其致命缺点是仅对砂或沙粉质粘土的极低粘性有效。这一方法并不适用于深海区域，因为这里的土壤类型变幻莫测。

22.6 出油管抛石
Flowline Rock Dumping

正如其他的离岸安装活动一样，抛石法已变得越来越专门化。抛石船的设计是为了将大量的岩石堆放在局部区域内。随着将少量岩石堆放在管道上的要求的提出，新型船只得以设计完成，如图 22.14 所示。

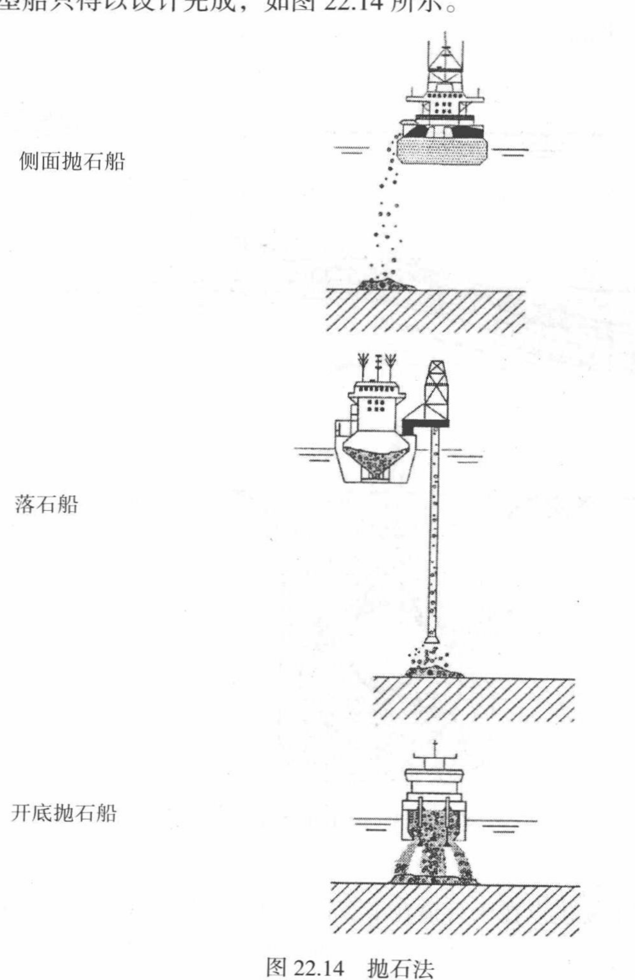


图 22.14 抛石法

海底管道的主要抛石技术包括：

- 侧填；
- 落石管抛石；
- 开底抛石。

22.6.1 侧填 Side Dumping

这一方法包括把所选石块安放在平整的甲板船上，将船只定位于抛石所需位置的上方，采用液压顶将岩石推向一侧，即把岩石推离船只中心线并推出船外。

安装性能 / 约束

这种抛石法对短距离内抛落大量岩石非常有效。其适用于保护导管架和海底管汇的基础，但对出油管的抛石则是在浪费岩石了。

22.6.2 落石管 Fall Pipe

该方法系将所选石块堆放在船只上，开船至所选抛石位置，将岩石沿着一条抛石管抛落至指定位置。为形成后续作业精度，“抛石管”配备有遥控机器人，使得抛石位置得到监控。

安装性能 / 约束

这种抛石法系用于在管道 / 出油管上的抛石作业。其抛石精确，使浪费最少并允许在一次航程内进行长距离抛落作业。

22.6.3 开底抛石 Bottom Dropping

有两种开底抛石法。一是设有可在底舱底部打开的开口，二是通过开底驳船一次性抛落所有岩石。

安装性能 / 约束

当精度要求少见重要性时，两种方法也都适用于抛落大量岩石。这一方法不适宜于出油管的抛石作业。

22.7 参考文献 References

[1] G. Langford, and P. G. Kelly, Design, Installation and Tie-In of Flowlines, JPK Report Job No. 4680.1, 1990.

[2] A.C. Palmer, Trenching and Burial of Submarine pipelines， Proceedings of the Subtech 85 Conference, Aberdeen, 1985.

[3] R.J. Brown, Past, Present, Future Pipeline Trenching Systems Operating Capabilities & Limitation, 1976.

[4] S. P. A. Tecnomare, Arctic Offshore Pipelines Design and Installation Challenges, ARCOP Workshop No F, Brussels, June 2004.

[5] C. P. Ellinas, J-Tube Method of Riser Installation, Offshore Pipeline Engineering, Park Lane Hotel, 1986.

[6] P.W. J. Phillips, The Development of Guidelines for the Assessment of Submarine Pipeline Spans, Overall Summary Report, HMSO, 1986.

[7] R.J. Brown, Latest Developments for Subsea Pipeline Plowing, Pipeline Industry, Vol. 66:4, 1987.

[8] A. H. Mousselli, Offshore Pipeline Design, Analysis and Methods, Pennwell Publishing, Tulsa, Oklahoma, 1981.

第 23 章　Åsgard 油田出油管设计样例

Åsgard Flowlines Design Examples

23.1 引言
Introduction

Åsgard 油田是 Statoil 公司和 Saga Petroleum 公司的一个联合项目，开发挪威海 Haltenbanken 地区的 Smørbukk Sør 和 Midgard 油田。浮式采油卸油船将与 300 km 长的出油管连接，出油管的现场安装分为两个阶段。本章重点是 Åsgard 油田出油管项目的第一阶段开发，涉及在 120℃ ~145℃及 390 bar 下运行的 90 km 10" 保温出油管[1、2]。出油管安装于 1998 年春季，为了能够尽早回收原油而与 Åsgard A 浮式生产储卸装置进行了回接[3]。

位于斯塔万格的 J P Kenny A/S 公司与 Statoil/Saga 联合开发项目签约，对出油管进行概念和细部工程设计[4–6]。水下设备、管道研究和规范的近期进展使联合项目组可以不断改进其设计。早期工程阶段确定了几个设计因素，可使创新对项目成效和资本支出（CAPEX）产生重要影响：

- 出油管材料为 13% 铬钢；
- 使用极限状态法确定强度标准；
- 使用通过分析进行设计的方法对海床干预进行优化。

这些因素结合在一起对出油管设计过程产生了影响，设计重点在于尽量降低资本支出中的主要成本：采购和海上作业。本章将介绍得到改进的设计过程并突出设计过程中所作出的选择。

23.2 壁厚和管线管材料选择
Wall–thickness and Line Pipe Material Selection

23.2.1 概述
General

由于存在 CO_2 并且温度和压力达到 140℃和 390 bar，Smørbukk 和 Smørbukk

Sør 油田的井内液气流腐蚀性非常高，因而对材料性能提出了特殊要求。管线管和涂层的选择得益于 Statoil 材料研究部与供应商联合研究的最新进展[7]。

23.2.2 管线管材料选择 Linepipe Material Selection

考虑了可用于 10" 出油管的四种材料：X65 钢、双相钢、铬镍铁合金包覆的碳钢以及 13% 铬钢。13% 铬钢常用于油井套管，但以前从未用作出油管材料，因而对于生产焊接以及安装和运行过程中发生弹塑性变形时其性能究竟如何并无多少经验。Statoil 公司参与了 13% 铬钢管线管的焊接认证项目，在概念工程阶段比较了几种不同的出油管材料，每种材料都需对成本进行权衡。

因为腐蚀速率较大，预期碳钢管在油田使用寿命内至少需要更换一次。双相钢在温度高于 100℃的情况下有效强度会降低，因而需要高完整性压力保护系统（HIPPS）将管道内的压力限制在 170 bar 以下。此外是否有足够数量的材料也是一个问题。合金包覆钢管道在海上进行焊接的成本过高，并且不适合卷管式安装法。Statoil 公司进行的材料和焊接认证项目证实 13% 铬钢可承受 CO_2 腐蚀、高温下强度较高以及可用性较好，因而适用于 Åsgard 油田出油管。

23.2.3 壁厚设计 Wall-thickness Design

管壁的主要要求是能够承受内部压力所致的应力。拉伸环向应力由内部和外部压力的压差产生，不可超过容许值，容许值为 0.8* 规定最小屈服强度。以前的利用系数为 0.72，利用系数增加为 0.8 可使管壁厚度减小 5%，Åsgard 油田出油管的壁厚将减小约 1 mm。

壁厚分析结果表明 Åsgard 油田出油管的壁厚范围为 11.6~12.6 mm，注气管为 15.3 mm。因为符合卷管式铺设法的要求，所以这也是材料和壁厚的最经济组合。

23.3 极限状态强度标准 Limit State Strength Criteria

20.3.1 概述 General

本节介绍 Åsgard 油田出油管细部工程设计第一阶段用于所考虑典型出油管的基于极限状态的强度标准。针对 Åsgard 油田出油管的基于极限状态的强度标准由 Bai 和 Damsleth [8-9] 制定，时间上要早于挪威船级社 1996 年发布的规范 [10]。

为证明失效模式不会影响 Åsgard 油田第一阶段出油管而选择了最不利工况（壁厚最薄、*D*/*t* 最大）。以下产品出油管为涉及强度标准的最不利设计工况：

- 管道系统：P101, P102, S101, S102；
- 地区：Smørbukk Sør；
- 设计压力：370 barg；
- 壁厚：11.6 mm；
- 外径：251.8 mm。

23.3.2 组合载荷下爆破 Bursting Under Combined Loading

对于可能承受拖拉载荷的 10" 出油管，有限元分析表明施加拖拉载荷处会产生塑性铰接 [11]。因而说明 10" 出油管的拖拉响应主要是载荷可控响应。捕鱼活动调查记录显示准备安装出油管的地区捕鱼活动极少。为了能够来回清管作业，Åsgard 油田内的出油管为折叠构形，所以一根出油管结构失效的后果就不如输出管道结构失效严重。因而用于爆破失效模式的等效应力标准的许用应力为 1.0* 规定最小屈服强度。

23.3.3 局部屈曲 / 压溃 Local Buckling/Collapse

针对载荷可控状态定义了容许弯矩。但因为 *D/t* 值较小并且水深（300 m）不足以使外部压力起主要作用，所以外部过压所致的局部屈曲并非主要失效模式。计算还表明第一阶段出油管不会发生扩展屈曲。

针对位移可控状态估算了容许轴向压缩应变。管道通过长度为 12m 的管段焊接在一起。在焊缝处，外部涂层不连续及可能产生的局部热处理效应所导致的管道刚度差异会比较大。在位移可控状态下可通过使用应变集中系数（SNCF）予以表达。

23.3.4 断裂 Fracture

因为应力 – 应变曲线通常基于最低屈服应力和最低极限应力，所以用于将应力转换为应变的应力 – 应变曲线是非常保守的。此外针对载荷可控状态推导出 PD6493，并将容许应变应用于变形可控状态。流动应力定义为屈服应力和拉伸应力的均值，也较为保守。

23.3.5 低循环疲劳 Low−cycle Fatigue

根据作者的定义，由 1997 年于 SINTEF 进行的试验确定了 Åsgard 油田第一阶段出油管的焊接管道疲劳性能 [12]。试验对卷管式安装、涡致振动、温度以及内部压力载荷进行了仿真。结果如表 23.1 所示，被用于生成疲劳寿命设计曲线。

表 23.1　带有对接焊缝的管道的低循环疲劳试验结果

试样编号	内部压力 /bar	$\Delta\varepsilon_{nom}$/%	ε_{max}/%	ε_{min}/%	R 比	N_1[1)]	N_f[2)]	备注
1	330	0.29	0.59	0.30	0.51	9600	24768	焊接表面
2	330	0.47	0.69	0.22	0.32	1900	3600	焊接表面
3	330	0.30	0.60	0.30	0.50	2021	5620	焊接咬边仿真
4	330	0.46	0.69	0.23	0.33	1800	3490	焊接咬边仿真
5	330	0.48	0.70	0.22	0.31	2800	4665	焊接咬边仿真
6	330	0.17	0.53	0.36	0.68	30175	49045	焊接咬边仿真
7	330	0.30	0.60	0.30	0.50	3100	7853	焊接咬边仿真
8	0	2.07	1.80	−0.27	−0.15	91	101	焊接咬边仿真

注：

1）N_1 为裂纹的首次仪器读数；

2）N_f 为通过裂纹的泄漏量；

3）$\Delta\varepsilon_{nom}$、ε_{max} 和 ε_{min} 分别为标称应变范围、最大应变和最小应变；

4）$R=\varepsilon_{min}/\varepsilon_{max}$。

试验使用固定振幅正弦载荷，频率范围为 0.5 Hz~1.0 Hz，试样承载的内部压力为 330 bar。所有试验均在空气中进行。根据在给定加载顺序情况下对带焊缝咬边的 8" 管道进行的实验室试验确定了设计曲线，普通生存概率为 97.5%。设计曲线略微处于 AWS-2 $\Delta\varepsilon$-N 曲线的保守一侧 [13]，因而表明 AWS-2 $\Delta\varepsilon$-N 曲线可用于 Åsgard 油田第一阶段管道的低循环疲劳设计。AWS $\Delta\varepsilon$-N 曲线可由下式表达：

$\Delta\varepsilon=0.055N^{-0.4}$　　当 $\Delta\varepsilon \geqslant 0.002$

以及

$\Delta\varepsilon=0.016N^{-0.25}$　　当 $\Delta\varepsilon\leqslant 0.002$

Åsgard 油田第一阶段出油管根据以下循环应变进行设计：

- 盘卷和展开过程中的 2 次应变循环；
- 托管架和下弯段弯曲过程中的 1 次应变循环；
- 计划和意外停输的 200 次循环。

计划停输循环估计为 40~50 次，但油气产品意外冷却 / 重启循环数未知。整个运行期间总停输循环的上限可保守假定为 200 次，并保守假定停输过程中应变范围保持不变。

根据 AWS 曲线和本项目进行的实验室试验所得到的低循环疲劳的容许应变范围为 0.3%。

23.3.6 棘轮效应 Ratcheting

根据工业标准所述，启动和关井 / 停输循环过程中高温高压（HP/HT）出油管的棘轮效应对极限的要求极高，容许等效塑性应变为 0.1 %。此容许极限比较保守，因为忽略了应变硬化和大挠度效应[14,15]。

对承受安装过程中压力和曲率循环及重复停输 / 启动循环的出油管的有限元仿真表明，椭圆度和周向应变会逐渐累积。塑性变形累积在循环加载的初始阶段出现，并在一系列载荷循环结束前趋于稳定，呈现出独特的“摇落”特性。

下面以载荷工况为 P_c/P_o = 0.5 和 K/K_1 = 0.21 时的结果举例说明[15]。图 23.1 记录了最小直径和最大直径的变化情况。随着施加循环数的增加，最小直径和最大直径分别增加和减小，累积椭圆度在约 30 次载荷循环后趋于稳定。

图 23.2 为弯曲和内部压力组合载荷作用下的应变 – 停输循环数曲线。28 次载荷循环后周向应变增加至约 0.60%，然后保持稳定。所以周向张力作用下控制管道发生脆性断裂的极限应变值 1 % 并未达到。对于弯曲和内部压力组合工况（见图 23.2），轴向应变在前 7 次载荷循环中增加，然后应变稳定在约 0.3 %。

Statoil 公司的规范“无缝管线管奥氏体钢”（1990）和“焊接管线管铁素体钢”（1990）给出的制造椭圆度公差为 0.75%。在卷管式安装过程中管道受到反向弯曲的作用而导致椭圆度增加，此因素对后续应变的作用应予以考虑。通常必须采用数值方法（例如有限元法）预测卷管所致的椭圆度增加，需考虑表面承受的弯曲、轴向载荷及重复弯曲。Statoil 公司规范给出的制造公差（0.75 %）可用作卷管前

的初始椭圆度[3~5]。

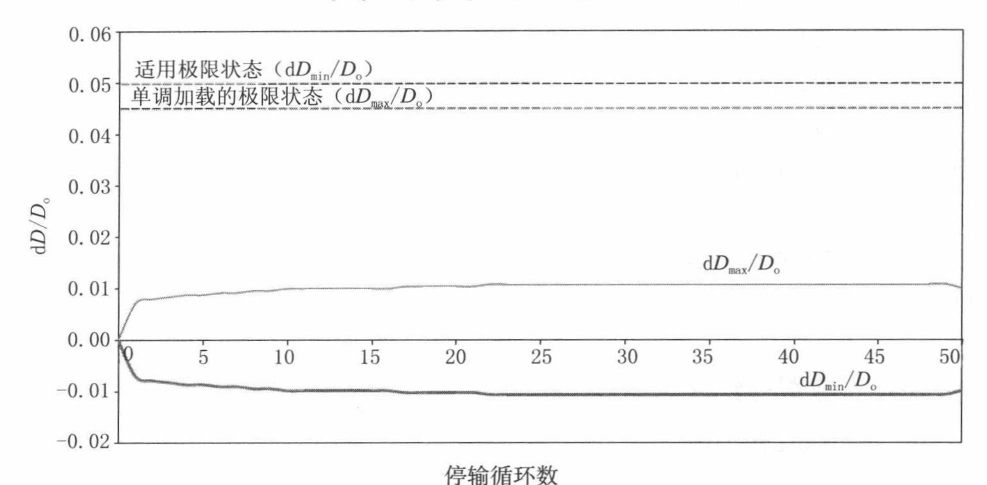


图 23.1 循环弯曲对椭圆度的影响

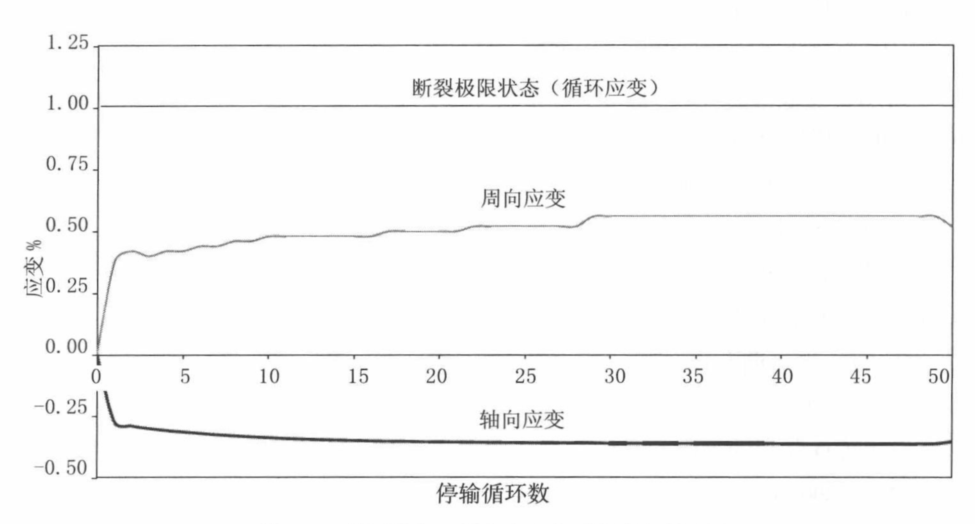


图 23.2 循环弯曲对轴向应变和周向应变的影响

棘轮效应分析选择了最不利工况。分析发现出油管在设计寿命结束时的最大椭圆度为 1.5%，明显小于 3% 的极限值。因而表明其不会超出适用极限状态的椭圆度。

23.4 安装和海底在位稳性
Installation and On-bottom Stability

23.4.1 安装设计
Installation Design

出油管采用卷管法由 Apache 号进行安装。盘卷过程中管道在卷筒上发生塑性变形，展开过程中当管道通过可调节尾坡道上的校直装置时则在相反方向出现塑性变形。安装分析使用了 OFFPIPE 计算机程序，并将 60 度坡道角作为 Åsgard 油田出油管的基本工况。

采用的设计标准是：对于静态安装分析，管道应变需在容许值 0.15 % 以内，下部支撑（下部滚轮架）上无管道 / 支撑接触（即存在小间隙）。然后计算管道构形和管道内的残余铺管张力并作为在位分析的输入数据。

安装分析表明可以采用卷管法在残余铺管张力相对较低的情况下安装 Åsgard 油田第一阶段出油管，如表 23.2 所示。沿着路径一些管道需要不同的涂层密度，导致张力会发生变化。

表 23.2　Åsgard油田第一阶段出油管的安装分析结果

管道	区域	管段（Kp）	钢管数据 *OD*/*WT* /mm/mm	涂层数据 *WT*/ 密度 /mm/ kg/m³	管道沉没重量 /kg/m	残余铺管张力 /kN
P101 P102	2	0– 0.36	258.8 / 15.6	53 / 1190	46.4（24.7）	121
	1	0.36–1.5	251.8 / 11.6	53 /1190	24.7	83
	1	1.5–8.6	251.8 / 11.6	53 / 1000	15.1	53

（续表）

管道	区域	管段（Kp）	钢管数据 *OD*/*WT* /mm/mm	涂层数据 *WT*/ 密度 /mm/ kg/m^3	管道沉没重量 /kg/m	残余铺管张力 /kN
S101 S102	2	0 – 0.36	258.8 / 15.6	53 / 1000	37.0（15.6）	94
	1	0.36 – 7.4	251.8 / 11.6	53 / 1000	15.6	54
	1	7.4 – 11.6	251.8 / 11.6	53 / 1220	26.2	85

在所有工况下，坡道上的管道及下弯段管道的应变均小于 0.05 %。结果表明根据涂层特性，管道残余铺管张力的范围通常为 5~9 t，2 区管段最大，达到 12 t。

因为残余铺管张力对海床干预的影响较大，所以需对减小残余铺管张力的可能方法进行研究。通过将管道弯曲放置在铺管坡道滚轮支撑上以减小出油管离去角或加装坡道延伸段可将残余铺管张力减小 46~58%。敏感性分析表明通过改变标准坡道构形可明显降低管道残余张力，因而为了减少安装后的海床干预必须将低铺管张力的要求包含在安装合同中。

23.4.2 海底在位稳性 On–bottom Stability

分析旨在为涂层厚度和等效涂层密度提供建议，确保未开沟出油管在其设计寿命内可保持坐底稳性。可考虑以下设计条件：

安装阶段：1 年重现期波浪 +10 年重现期海流或 10 年重现期波浪 +1 年重现期海流；

运行阶段：10 年重现期波浪 +100 年重现期海流或 100 年重现期波浪 +10 年重现期海流。

在分析中，粘土剪切强度为 2~20 kPa，关键位置处为 5 kPa ；根据管道贯入情况，相应的摩擦系数为 0.15~0.3。出油管在安装阶段和运行阶段分别会受到环境载荷、春季 / 秋季波浪和海流以及全年波浪和海流的作用。假定波浪和海流均垂直作用于出油管。

长期极端波浪状态可转化为海床处的水质点速度数据。因为 300m 深处

只有周期最长（14~25/s）的表面波浪能够产生较大影响，所以使用了双峰 Torsethaugen 波浪谱。对于长期水动力载荷，峰值是底部波浪和海流速度的叠加。

对管道稳性控制进行了两种完全不同的设计检验：

第一种设计检验是对开沟或埋置在土壤、砂或粘土中的管道进行静平衡计算，此设计检验基于水动力设计载荷和土壤承载力之间的静平衡。

第二种设计检验基于给定设计载荷条件下（重现期）的管道规定容许位移，管道规定容许位移可使用专用有限元稳性程序 PONDUS 进行一系列管道响应仿真得出。对于粘土上管道的坐底设计检验，为满足“不破裂标准”需对临界重量进行计算。表 23.3 的结果表明最不利工况为定向波浪和海流同时发生作用，极端波浪和海流数据与全年定向波浪和海流状态是一致的。

表 23.3　保持稳性所需的等效保温涂层密度

根据 RP E305 的坐底稳性结果								PONDUS	
管段	出油管	土壤剪切强度（kPa）	水深 /m	分析中使用的水深 /m	管道沉没重量 /kg/m	涂层厚度 /mm	最小涂层密度 /kg/m³	管道移动（S_u=20 kPa）/m	贯入粘土的管道（S_u = 20 kPa）/mm
KP				生产管道					
0–1.5	P101/102	20	306–322	306	31.0	53	1170	0.26	3
1.5–8.6	P101/102	20	306–322	306	22.4	53	1000	0	2
0–7.4	S101/102	20	299–322	299	22.9	53	1010	0	2
7.4–11.6	S101/102	20	299–322	299	33.5	53	1220	0	3

与观察到的管道贯入海床情况相比，表 16.3 中的估算值过低。PONDUS 未对悬跨段肩部的集中载荷效应进行建模。随后又开发了 ABAQUS 模型用于说明局部贯入海床对稳性的影响，包括出油管悬跨段的升力减小情况。分析表明尽管存在局部移动，但管道整体仍然保持在位，可视为处于稳定状态 [16]。

23.5 针对整体屈曲、渔具载荷和涡致振动的设计 Design for Global Buckling, Fishing Gear Loads and VIV

23.5.1 概述 General

可按图 23.3 通过分析对海床干预进行设计。

23.5.2 整体屈曲 Global Buckling

当海床摩擦力累积至能够承受温度和压力载荷所致的轴向膨胀时，管道就会发生屈曲 [17、18]。海床摩擦力及所有其他外部作用力（例如连接点处的约束力）产生的压缩力通称为有效轴向力。

影响屈曲特性的其他重要参数为失直度（OOS）的大小和形状、结构刚度以及海床摩擦系数。对于放置在非常不平整海床地形上的出油管，海床垂直缺陷产生的曲率要比铺管过程中水平缺陷导致的曲率更大。因而起初使管道垂直移动的轴向载荷会小于使管道发生侧向屈曲所需的载荷。观测发现随着较大初始失直度所致初始缺陷的逐渐加大，管道最初是在垂直面上发生移动。随着管道抬离海床，一段管道的侧向就会失去约束，所以侧向屈曲所需的临界轴向力减小。最终如果有足够长度的管道抬离海床，侧向屈曲作用力将会小于使管道在垂直面进一步抬

升所需的作用力。此时会与水平屈曲模式产生相互作用，管道发生动态“跳跃”移动。

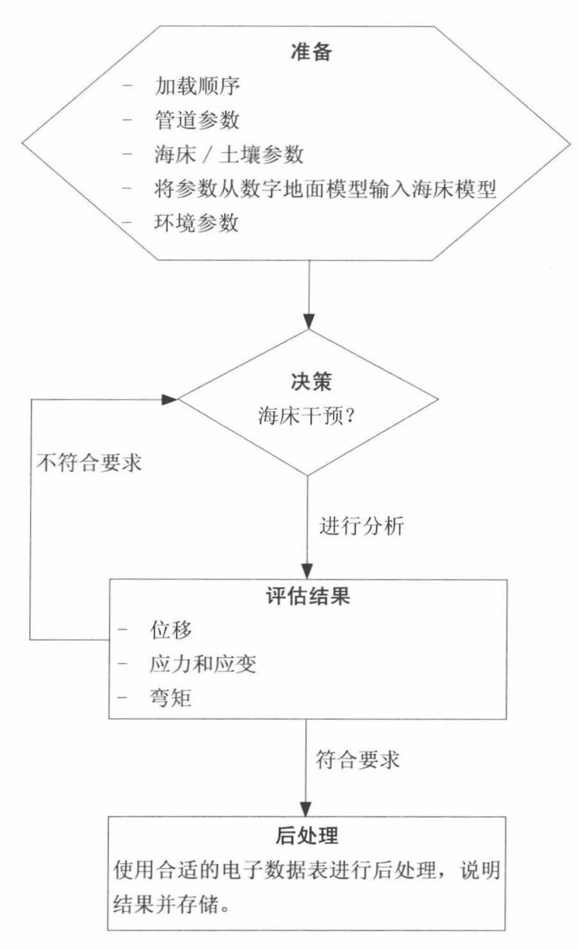


图 23.3　通过分析进行海床干预设计的流程图

在不平整海床上，可发现临界侧向屈曲作用力几乎不受侧向摩擦系数的影响。对于相同的海床和载荷，与二维垂向屈曲结果相比，三维侧向屈曲结果表明屈曲内的应力和应变明显更小。

循环停输 / 启动分析说明经过几次循环后，出油管会“摇落”弯曲至弹性状态。在所有工况下，最大应力 / 应变出现在第一次运行的启动过程中。对于摩擦系数较高（μ= 1.0）的工况，侧向位移在约 10 次循环后趋于约 9.0 m 的最大水平，

如图 23.4 所示[19]。

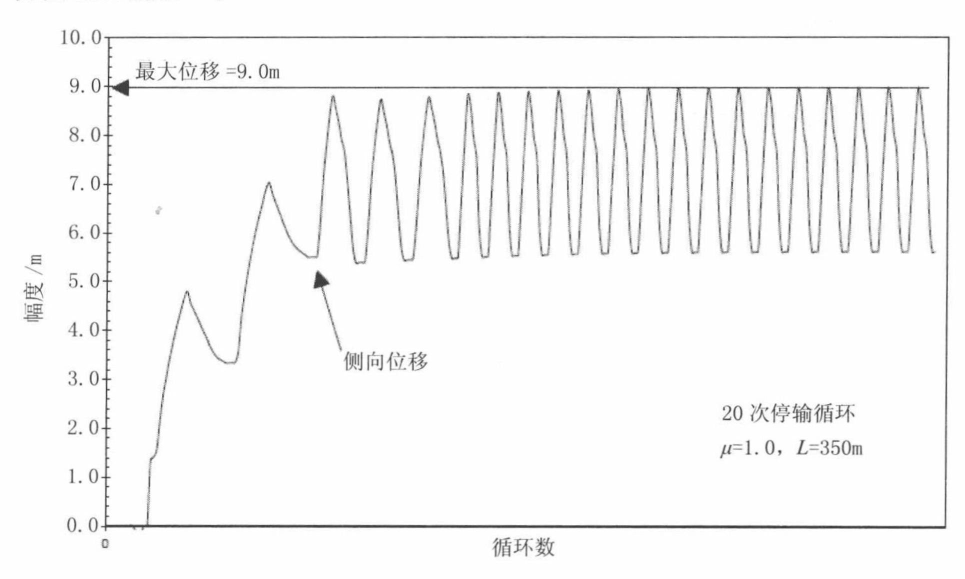


图 23.4　位移与停输循环数图

220 kN 的屈曲作用力仅约为完全约束有效轴向力的 10%，说明出油管更接近未约束状态而非约束状态。此重要发现表明除非用其他方法（开沟、抛石保护）对出油管进行约束，否则作用于基盘、立管基础等的作用力将相对较小。

此外还对 P02 和 SSP2 进行了 10" 生产出油管在位分析。后一条管道存在许多尺寸为 1~2m 的小缺陷，承受的屈曲作用力为 200~260 kN，而 P02 管道的海床缺陷较大，2~4m，承受的屈曲作用力在 140 ~180 kN 之间。

如果垂直缺陷的尺寸和形状使垂向屈曲作用力小于侧向屈曲作用力，即便管道已经上抬，理论上屈曲仍应保持在垂直面内。但由于海流作用力、边坡等原因，在某些阶段还是会与侧面发生相互作用，海流和波浪作用力的影响可整合进采用莫里森公式的三维在位分析中[20]。

23.5.3 拖网板
Trawlboard

在可能使用水底拖网设备捕鱼的地区，北海的行业惯例是对所有直径小于 16 in 的管道予以保护，通过开沟或覆盖使其免受拖网相互作用载荷的影响。大

直径管道则暴露在海床上，由混凝土层进行保护。16 in 是经验值，源自 20 世纪 70 年代 Moshagen 和 Kjeldsen 的大量研究，研究基于对承载横向拖拉载荷的简单梁所进行的拖网试验和分析 [21]。

管道开沟的成本较高，为了对管道进行约束以避免其发生屈曲并暴露沟道外可能还需要回填和抛石。

拖拉载荷由渔具和管道之间的动态相互作用所致。柔性增加（增加跨段长度、减小管道直径或壁厚）可减小拖拉载荷。但几何效应被认为是影响拖拉载荷的主要参数，因而拖拉载荷可表达为跨段高度的函数 [22]。

为研究承受拖拉载荷的管道的结构响应而开发了三维非线性瞬态有限元模型。分析结果表明施加拖拉载荷前如果出油管上的冲击点与海床完全接触，那么此特定出油管将可以承受拖拉载荷 [10]。但需要进一步研究以确定是否应规定最大容许跨段长度或跨段高度极限。为此对 KP3.720 处的较大跨段施加了分别为 105 kN 和 40 kN 垂直和水平拖拉力，相应的跨段高度为 0.5 m（跨段实际高度为 1.5 m，但初步分析表明合应力大大超过了可接受水平）。

作为时间函数的海床上出油管构形立面图如图 23.5 所示。当拖拉载荷施加于跨段上时，由于出油管邻近管段因拉伸而固定，所以现有跨段右边出现了新跨段。换句话说，附近“松弛”管段被拉向施加拖拉载荷处，与前一个例子（管道与海床完全接触）的情况非常类似。此跨段的等效合应力为 520 MPa，超过了许用应力，许用应力等于 1.0* 规定最小屈服强度，为 500 MPa。

对不同高度和长度跨段的许多进一步分析表明跨段长度对合应力的影响不大，Verley（1994）的观测报告证实了这一点。根据挪威船级社指南对载荷的定义，跨段间隙的影响较大 [23]，随着海床和管道的间隙加大，垂直和水平载荷分量均显著增加。但对于上述 10 in 出油管，分析表明跨段高度是拖网板拖拉载荷结构响应的主要参数。

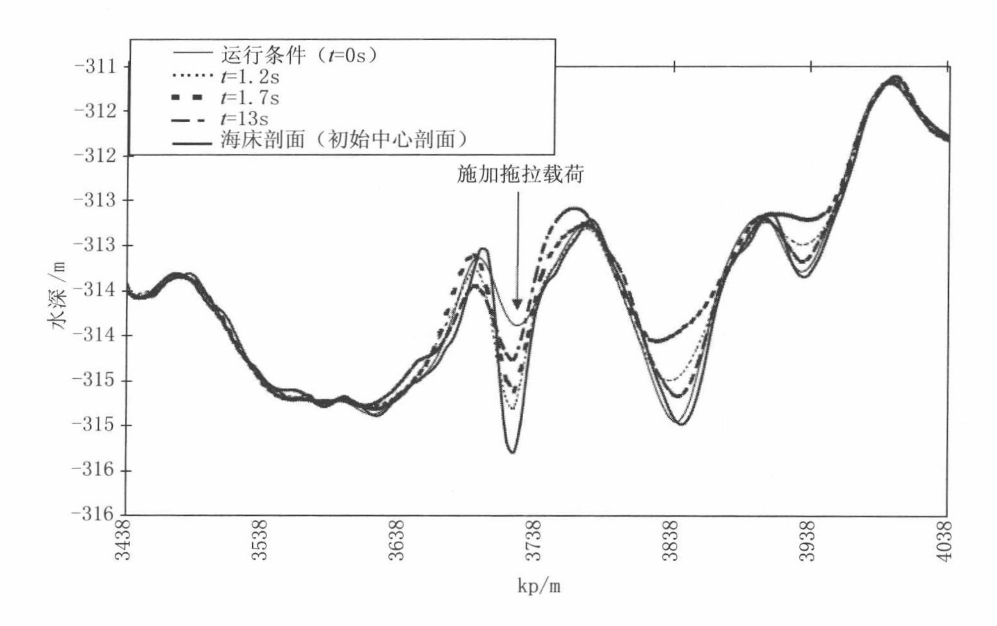


图 23.5　作为时间函数的出油管弯曲形态（立面图）

大量拖拉仿真的主要结论为：

（1）跨段高度：对于小直径管道，跨段高度是评估拖网板拖拉过程中管道结构特性的主要参数。对于所考虑的 10in 高强度管道，分析表明在永久运行条件下最大容许间隙应限制在 0.25m 以内。未发现跨段长度是拖拉结构响应的重要参数。

（2）拖网冲击频率：根据详细信息，Åsgard 油田的拖网冲击频率小于 1 次 / 公里 * 年，因而可划分为“低”。

（3）冲击响应：动态非线性分析表明钢管仅局部吸收了一小部分冲击能量。只要保温层的能量吸收能力可以达到 12 kJ 并且最小厚度为 30 mm，出油管即能承受所确定的冲击载荷。出油管将会凹陷（塑性变形），但处于容许范围之内。

（4）平坦海床上管道的拖拉响应：因为出油管与平坦海床接触，所以即便受到较大有效压缩力的作用，也能够承受拖网板的最大拖拉载荷。

（5）不平整海床上管道的拖拉响应：虽然已证实放置于海床上的管道能够承受该地区的最大拖拉载荷，但仍然分析了跨段高度对拖拉载荷和结构响应的影响。对处于运行状态的出油管，分析表明如果同时使用等效应力（利用系数为 1.0）和应变标准，跨段容许高度为 0.25 m；而如果仅使用应变标准，跨段容许高度就

为 0.6 m。

有限元模型的长度受到两处不连续堆石之间的出油管长度的限制。海床干预设计中，堆石应设计为能使管道承受最大轴向载荷。堆石可视为将管端予以固定。

（6）土壤敏感性研究：因为较低轴向力和不连续抛石已经对管道轴向弯曲产生了限制，所以轴向摩擦系数变化所导致的影响较小。随着侧向摩擦系数增加，最大应力和应变值减小。对于轴向摩擦系数为 0.3 的最低情况，侧向摩擦分量从 0.3 增加至 0.6 导致最大等效应力和应变分别降低 18% 和 6%。

拖网板拖拉过程中，管道被向下推挤，使冲击点附近的侧向阻力局部增加。在轴向摩擦系数为 0.1 和 0.3 的情况下将 50m 长度上的侧向摩擦增加至 2.0，导致最大应力和应变分别降低 30% 和 40%。在两种情况下拖网拖拉所致整体屈曲的幅度增量都受到较大侧向摩擦力的限制，因而最终的弯曲构形不如摩擦力较小时严重。

（7）拖网拖拉分析的通用结果：分析表明跨段高度是评估拖网板拖拉过程中管道特性的主要参数。表 23.4 列出了基于等效应力和轴向应变标准的临界跨段高度。

表 23.4　拖网板拖拉的临界跨段高度

管道	临界跨段高度 /m		
	运行	临时	
		冷却	停输
R101	0.30	0.40	+ 0.80
P101	0.25	0.40	+ 1.00

由于作为分析输入的拖拉载荷是空隙高度的强函数，所以其他变量不会对响应产生明显影响，例如跨段长度及冲击前管道中的轴向力。

23.5.4 涡致振动 Vortex Induced Vibrations

出油管在位分析对海床上管道从安装阶段（包括注水和压力试验）直至运行和重复停输循环的特性进行了仿真。二维有限元法多跨模态分析可提供悬跨段的垂向固有响应频率，而流向模式频率则需通过三维跨段分析予以确定[14]。由于出油管膨胀，安装和停输期间出现的悬跨段在运行时会消失。因而对于任何拟实施的海床干预措施，均需考虑其对后续运行阶段的影响，包括启动和停输循环。

第一阶段出油管设计中使用的标准为：

- 如果累积疲劳损伤可以接受，在设计寿命的任何阶段均允许产生流向涡致振动；
- 如果未超出容许应力和疲劳极限，在设计寿命的任何阶段均允许产生垂向涡致振动。

对于涡致振动非常关键的跨段一般可通过在管道下堆放石块加以纠正，可减小跨段长度并因此增加了跨段的固有频率。在海床上放置大量石块除了成本因素外，其主要缺点是跨段膨胀受到限制。在位分析表明，允许出油管出现跨段可减小有效作用力，而有效作用力是管道发生屈曲的主要因素。因而就减少屈曲而言，将悬跨段的堆石支撑数量控制在最低限度是有好处的。

跨段分析方法和标准基于挪威船级社用于稳定海流载荷及波浪和海流组合载荷的设计指南[24]。随后需编制 Excel 电子表格和 Mathcad 确认表用于处理 Åsgard 油田第一阶段出油管细部设计所需的大量跨段评估工作。

对涡致振动进行了两种评估：2 级评估和更为先进的 3 级评估。2 级评估使用简化单跨有限元模型及较为保守的涡致振动产生标准来推导临界跨段长度。3 级评估则使用完整的多跨有限元分析来确定固有频率及相应的模态，通过疲劳分析计算流向和垂向振动作用下的疲劳寿命。

如果忽略下垂的非线性效应，轴向张力的作用是使管道刚度和固有频率增加，而轴向压缩则趋于减小管道刚度和固有频率。有效作用力发生变化对频率和跨段长度特性的影响如图 23.6 所示[25]，并针对运行载荷作用下的 P101 管道获取了结果。可以看出张力 / 压缩力变化不会明显改变短长度跨段的频率。但对于长度超过 40m 的跨段，由于存在非线性几何效应，有效作用力会对固有频率造成显著影

响，尤其是处于压缩状态的长跨段。

分析表明若无法精确估计轴向张力，也就无法保守地计算零张力时的固有频率。对于非常长的跨段（>40m），当处于轴向压缩状态时，增加载荷可减小固有频率。只有在计算中采用最大轴向压缩力时，才能保守地估算与最大容许跨段长度相对应的固有频率。

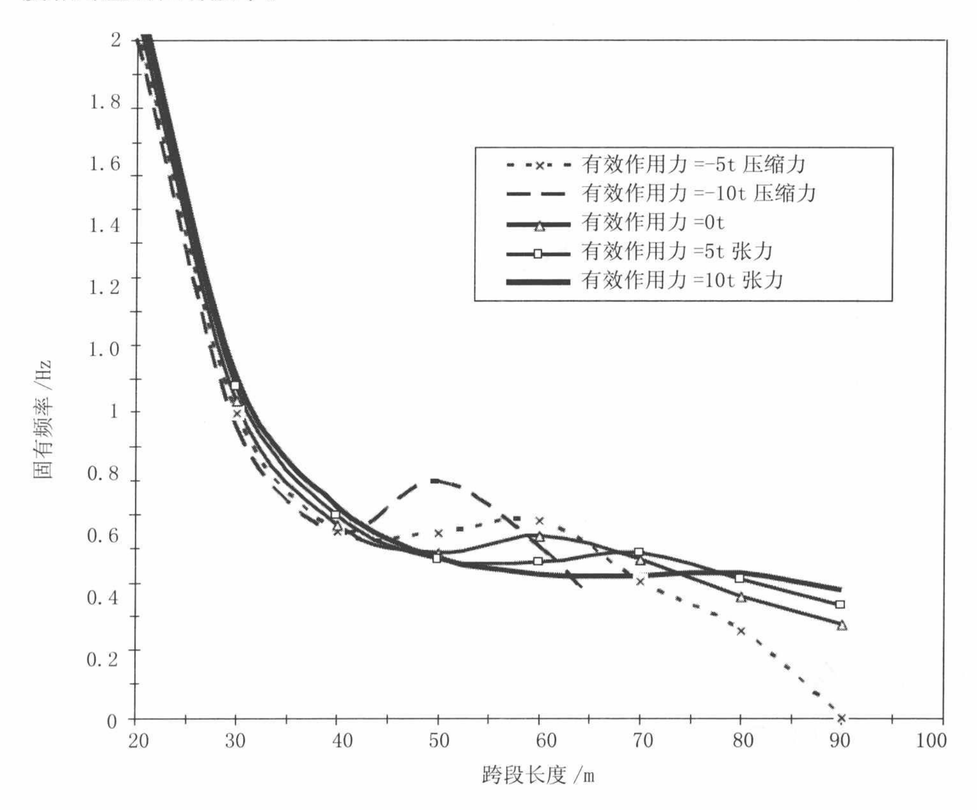


图 23.6　作为跨段长度和有效作用力函数的垂直一阶固有频率（单跨 2 级模型）

轴向刚度对频率的影响如图 23.7 所示[10]，显示了在双端铰接边界条件及不同轴向约束情况下单跨的固有频率。图 23.7 为针对三种刚度的频率 – 跨段长度曲线，三种刚度为：零、无穷大及跨段的轴向刚度。对于长度大于 20 m 的跨段，轴向约束无疑是一个重要变量。

从图 23.7 可以看出，轴向刚度减小导致频率减小，因而对于特定临界频率，容许跨段长度也减小。轴向刚度可通过两个分量予以表达：连接管道系统的结构刚度和管土相互作用。第一个分量明显大于第二个分量，是管道轴向刚度、肩部

长度及跨段相互作用的函数。

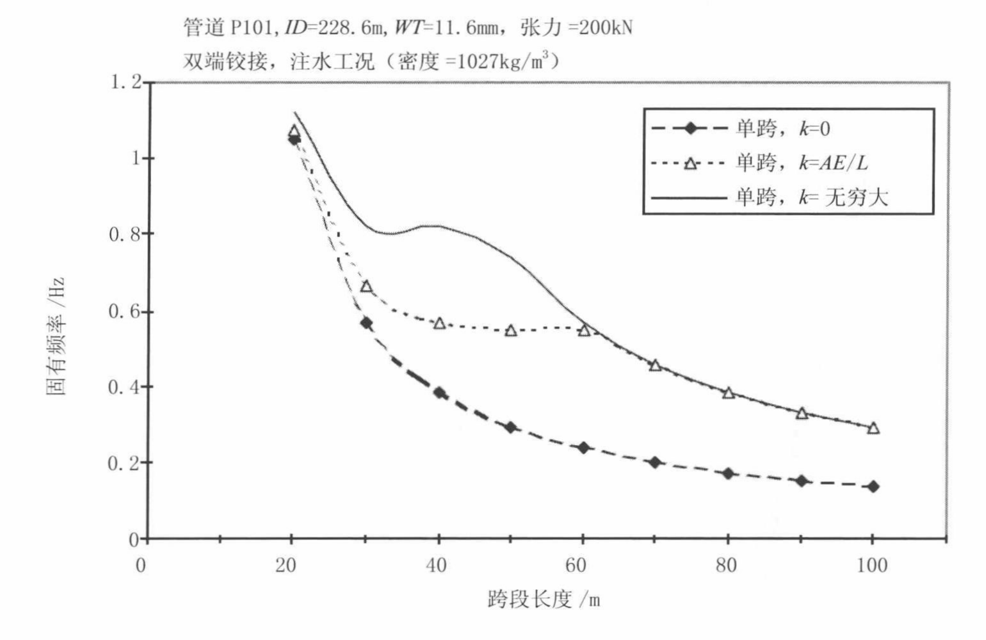


图 23.7　作为跨段长度和轴向约束函数的垂直一阶固有频率（单跨 2 级模型）

23.6 参考文献 References

[1] P. Damsleth and S. Dretvik "The Åsgard Flowlines-Phase 1 Design and Installation Design, Proc. of Offshore Pipeline Technology Conference, 1998.

[2] Y. Bai, P.A. Damsleth and S. Dretvik, The Åsgard Flowlines Project - Limit- State Design Experience, IBC Conference on Risk-based & Limit-State Design & Operation of Pipelines, Oslo, October 4, 1999.

[3] R. Holme, E. Levold, G. Langford, and H. Slettebø, Åsgard Transport - The Design Challenges for The Longest Gas Trunkline in Norway, OPT" 99, 1999.

[4] Statoil Technical Specification, R-SF-260, Pipeline Welding Specification, 1991.

[5] Statoil Technical Specification, R-SP-230, Welded Linepipe-Ferritic Steel, 1990.

[6] Statoil Technical Specification, R-SP-233, Seamless Linepipe-Austenstic Ferritic Stainless Steel, 1990.

[7] O. Andersen, Overview of Åsgard and Gullfaks Satellite Flowlines Systems, OMAE'97, 1997.

[8] Y. Bai and P.A. Damsleth, Limit State Design of Flowlines, Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic, 1997

[9] P. Damsleth and S. Dretvik, The Åsgard Flowlines - Phase 1 Design and Installation Design, Proc. of Offshore Pipeline Technology Conference, 1998.

[10] DNV, Rules for Submarine Pipelines, Dec. 1996.

[11] K. Tørnes, P.R. Nystrøm, N.Ø. Kristiansen, Y. Bai, and P. Damsleth, Pipeline Structural Response to Fishing Gear Pull-Over Loads by 3D Transient FEM Analysis, ISOPE" 98, 1998.

[12] SINTEF, Åsgard flowlines- Fatigue Testing of Cr13 Tube, May 1997.

[13] P.W. Marshall, Design of Welded Tubular Connections - Basis and Use of AWS Code Provisions, Elsevier, 1992.

[14] N.Ø. Kristiansen, Y. Bai and P.A. Damsleth, Ratcheting of HP/HT Pipelines, OMAE" 97, 1997.

[15] Y. Bai et al, Simulation of Ratcheting of HP/HT Flowlines, ISOPE "99, 1999.

[16] ABAQUS Version 5.5, Users Manual, Theory Manual, Verification Examples Manual, Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., 1995.

[17] R.E. Hobbs, In-service Buckling of Heated Pipelines, J. Transp. Eng., Vol.110 (2), 1984.

[18] P.T. Pedersen, and J.J. Jensen, Upheaval Creep of Buried Heated Pipelines with Initial Imperfections, Journal of Marine Structures, 1988.

[19] P.R. Nystrøm, K. Tørnes, Y. Bai and P. Damsleth, 3-D Dynamic Buckling and Cyclic Behaviour of HP/HT Flowlines, ISOPE" 97, 1997.

[20] B.A. Ose, Y. Bai, P.R. Nystrøm, and P. Damsleth, A Finite Element Model for In-situ Behavior of Offshore Pipelines and Its Application to On-bottom Stability, ISOPE'99, 1999.

[21] H. Moshagen and S.P. Kjeldsen, Fishing Gear Loads and Effects on Submarine Pipelines, Proc 12th Int. Offshore Technology. Conf., OTC 3782, 1980.

[22] R.L.P. Verley, B.H. Moshagen and N.C. Moholdt, Trawl Forces on Free-Spanning Pipelines, Proc 3rd Int. Offshore and Polar Eng. Conf., 1992.

[23] DNV, Interference between Trawl Gear and Pipelines, 1997.

[24] DNV, Guideline no. 14 - Free Spanning Pipelines, 1998.

[25] N.Ø. Kristiansen, K. Tørnes, P.R. Nystrøm and D. Damsleth, Structural Modeling of Multi-Span Pipe Configurations Subjected to Vortex Induced Vibrations, ISOPE'98, 1998.



第 3 篇　柔性管和增强热塑性塑料管

Flexible and RTP Pipelines

第 24 章　柔性管

Flexible Pipe

24.1 引言 Introduction

柔性管的起源可追溯至20世纪70年代后期的开创性工作。最初的柔性管曾应用于相对温和的气候环境下，如巴西近海、地中海和远东地区。然而，柔性管技术发展迅猛，目前它们已应用于北海的各个区域，并赢得了墨西哥湾设计师的青睐。柔性管可使用在最大水深8 000ft、最大高压10 000psi、高温约150°F的环境下，并在恶劣天气条件下承受大幅度的船舶运动。图24.1为深水区使用的典型柔性立管，其中不同的构形设计系不同水深的需要。此类动态应用一般系针对配置有高压生产立管、输出立管、化学/注水管和气举管的浮式生产系统。

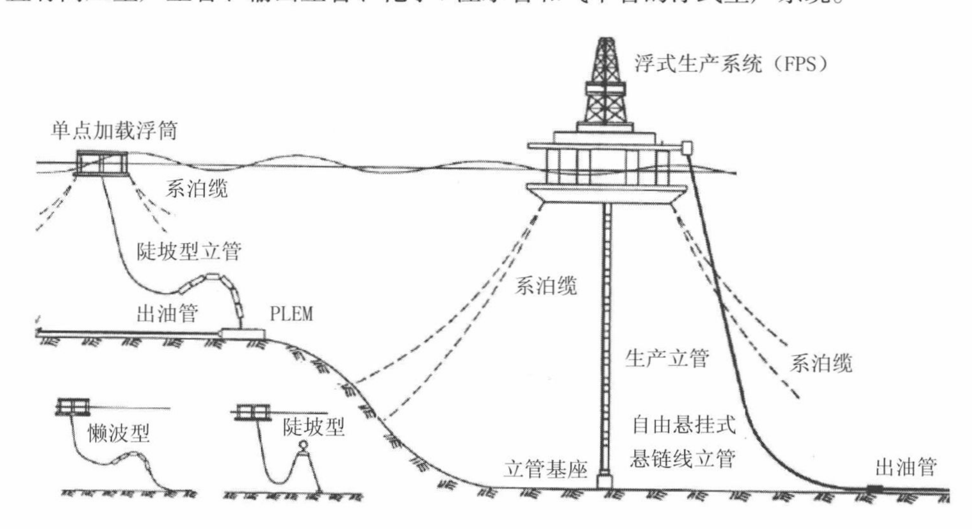


图24.1　典型的柔性立管构形[1]

柔性管的应用源自于其复合结构，即把高刚度螺旋式钢质铠装层和低刚度聚合物密封层组合在一起，前者可形成强度而后者则构成流体完整性。其结果，这种管道的抗弯刚度相比于轴向拉伸刚度显得较低，所允许的曲率半径远小于具有相同抗压承载力的同质管道。这种特殊的结构赋予了柔性管诸多优于其他类型管

道和立管如钢质悬链线立管的优点，其包括通过预加工制作并卷绕存放来降低运输和安装成本、适宜于顺应式结构物的使用，故而允许与运动幅度较大且进行海底安装作业的浮式支持船实现永久连接。

24.2　柔性管的应用 Applications of Flexible Pipe

可安装柔性立管的最大水深约为 6234ft（1 900m），柔性管内径约为 7.5in，如图 24.2 所示。尽管在离岸作业中已安装了内径大于 16in 的柔性立管，但其水深并没超过 1 312ft（400m）。

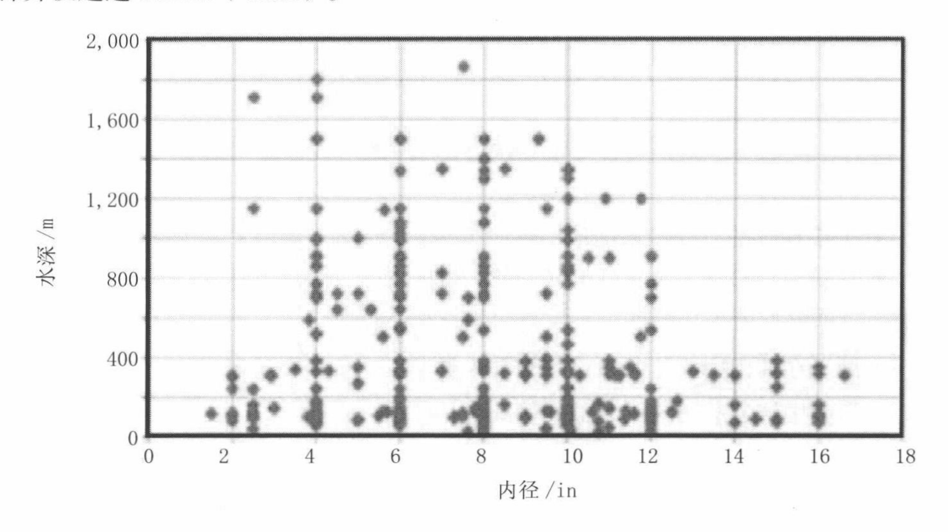


图 24.2　柔性管的水深与内径 [2]

图 24.3 为运营中的柔性管设计压力与内径之对比，相关数据源自于 SurFlex 联合工业项目在世界范围内的行业应用，至 2010 年底已完成的可用数据。该数据库表明，76% 的柔性管的设计压力均低于 345bar（5 000psi），90% 的小于 10in，70% 的应用于设计温度低于 80℃的环境。压力乘以内径（P*ID）是柔性管的一个重要特性，图中 P*ID 为常数的四条线系根据该数据库的数据绘制而成。

运行中的最大 P*ID 值为 80 000psi-in，系属于 12in 柔性管。大多数使用中的柔性管其 P*ID 值均低于 50 000psi-in。图 24.2 和图 24.3 为柔性管运行时其承载力的极好标示。

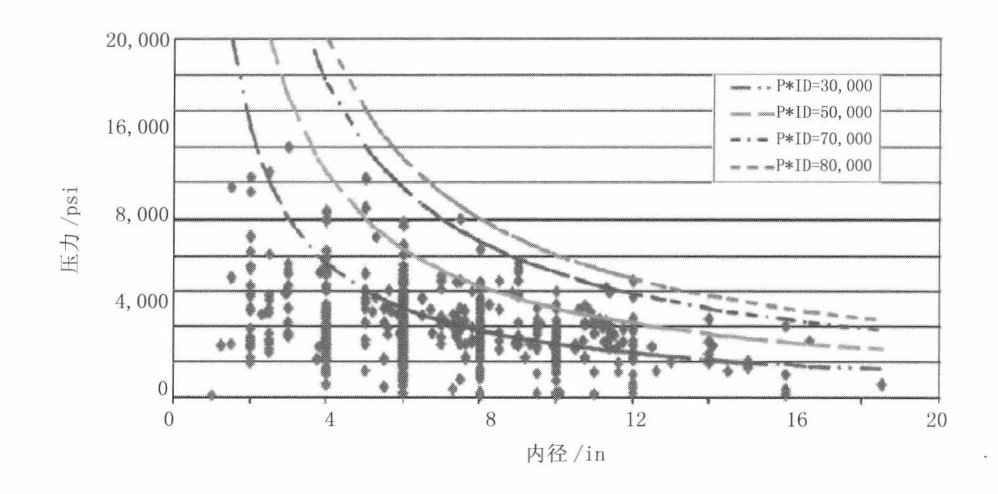


图 24.3　柔性管的设计压力与内径的关系 [2]

有关柔性管的以往和当前应用可归类为：

● 连接海底设备与水上生产设施的立管管道；其包括独立式混合立管系统，其中的柔性管系作为从刚性立管至浮式平台的跨接管；

● 用于在油田内连接井口、基盘和中转装载码头等的出油管；

● 海上中转装载码头的装载软管；

● 固定与浮式平台之间的跨接管；

● 小直径服务用管线，如压井和阻流管线、脐带缆等。

有关应用、功能需求和典型构形的描述详见下述章节。

24.2.1　柔性立管 Flexible Risers

除了对管道的全寿命、机械强度、内外抗损伤和最低限度维护的要求之外，柔性管被用作动态服务管道，要求具备适应性且抗疲劳阻力大。柔性管有时成为了动态环境下立管的唯一解决方案。根据联合工业项目数据，所安装柔性管的

58% 均为立管，运行中的 70% 其水深小于 3 281ft。如前所述，行业实践一般要求将不同类型的立管构形与浮式生产 / 装载系统结合使用。图 24.4 为 6 种典型的主要立管构形。

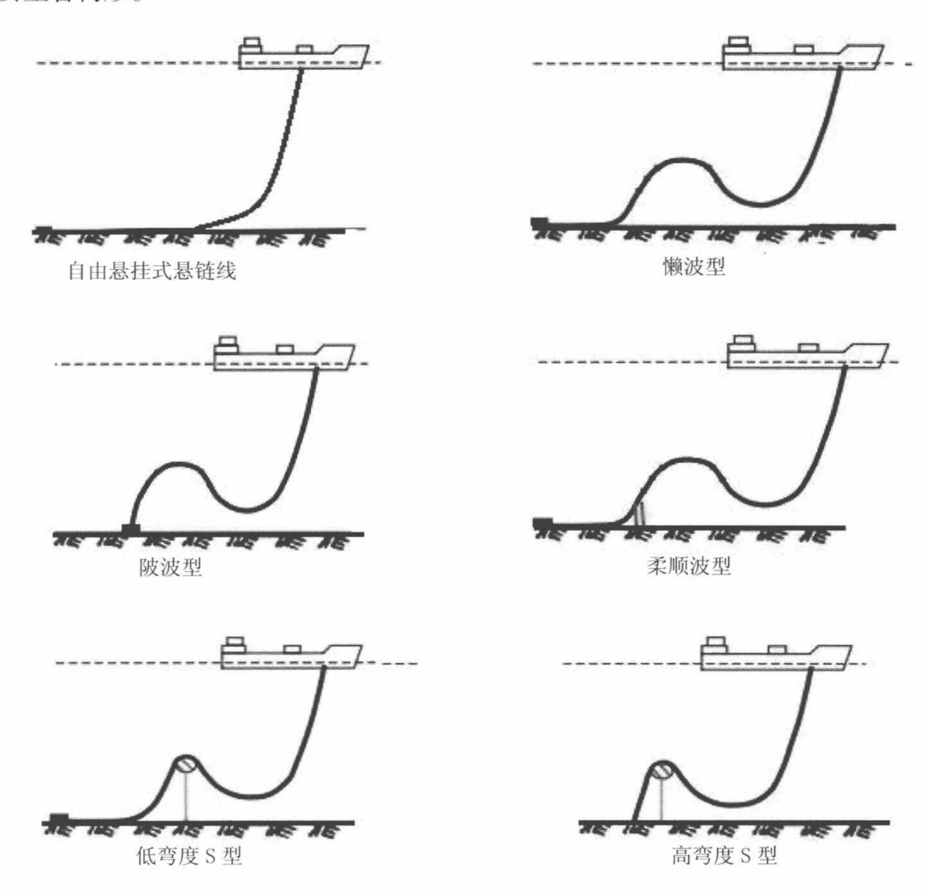


图 24.4　柔性立管构形[4]

一般使用的构形如下：

- 自由悬挂式悬链线型

这是柔性管最简洁的构形。其安装作业也最为经济，因为海底基础设施最少且安装简易。然而，自由悬挂式悬链线型暴露于船只大幅运动所致的严重载荷下。立管因此易于升起或下降至海床上。其结果，自由悬挂式悬链线型可能在立管触底点（TDP）承受着受压屈曲以及抗拉铠装层拖缆的“局部扭曲”。立管适宜于中等环境条件下的中等水深至深水区域。但在水深较大的区域，顶部张力因立管

悬浮长度大而变得较大。

● 懒波型和陡波型

此类波浪类型的浮力和重量被附加在较长的立管上，可消除立管触底点对船舶运动的影响。懒波型比陡波型更受欢迎，因为前者所需的海底基础设施最少。然而，如果内管流体密度在立管寿命期内发生变化，懒波型则倾向于改变构形，而陡波型立管却要求设置海底基座和海底弯曲加强杆，而且即便是立管流体密度发生了变化还能够保持其构形不变。

相关波浪类型所属的立管适合于从浅水区至深水区的水深。陡波型立管适宜于拥挤海床的开发作业，其动态响应良好。

● 柔顺波型

柔顺波构形几乎类似于陡波构形，除了采用水下锚控制立管触底点之外，也即立管中的张力被转移至锚上而不是立管触底点上。柔顺波型的额外好处是，即其被回接至浮式平台下方的油气井上。这使得修井作业在没有其他船只的情况下也成为可能。

这种构形能够适应较大范围的筒壁流体密度和船舶运动，而不引起构形的显著变化以及在管道结构中产生高应力。由于所需的海底安装作业复杂，只有在简单的悬链线型、懒波型或陡波型不可行的情况下，才会对此有需求。而且此类构形适宜于各种水深区域，同时兼有懒波型和陡波型的优点。

● 低弯度 S 型和高弯度 S 型

在低弯度 S 型和高弯度 S 型立管构形中设有水下浮标，即固定在海床结构物上的固定浮标或者是由链定位的浮动浮标。如上所述，增加浮标即消除了触底点问题。由水下浮标吸收浮式平台所产生的张力变化，触底点仅存在小量的张力变化（若有的话）。

仅在悬链线型和波浪型构形不适合于特殊油田的情况下，考虑采用低弯度 S 型构形。这主要是因为所需的安装作业较为复杂。低弯度 S 型构形需要设置一个水中隔水导管、牵索和牵索基座，而高弯度S型则需要一个浮标和海底弯曲加强杆。立管的响应系由浮标水动力所驱动，由于所作用的惯性力较大，需进行复杂建模。当船舶运动幅度较大时，低弯度 S 型可能会在立管触地点处产生压缩问题，因而使高弯度 S 型成为可行的选择。这种构形在浅水区表现良好，而针对与若干立管的卫星式回接则其动态响应较好。

采用各种浮力模块和海底锚固法时可用的构形互不相同。构形设计的驱动因素有许多，如水深、主船舶访问 / 悬挂位置、油气田布局如立管和系泊布局数量

和类型、特殊环境数据以及主船舶运动特征。

特殊立管系统的动态响应与环境载荷直接相关，这是因波浪 – 海流复合流场和水面立管顶端的动态边界条件所致，并结合有立管本身结构非线性行为的相互作用。由于抗弯刚度低，所有的外力均必须通过几何弯曲变形和张力可变性加以平衡。

立管系统的设计必须密切融合支持船及其位置保持系统的设计，后者则结合支持点的偏转来控制运动。柔性管设计和分析的基本任务如下：

- 主布局和海底布局；
- 风、波浪和海流数据以及船舶运动设计标准、公司技术规定。

24.2.2 柔性出油管 Flexible Flowlines

在油田内，柔性出油管被应用于连接海底井口、基盘、井口平台或至加工平台的中转装载码头，如图 24.5 所示。柔性出油管属于静态类型，其中的柔性管系用于简化设计或安装程序，或者是为了固有的绝缘或耐腐蚀性。对柔性出油管的功能需求一般与钢管的一致。

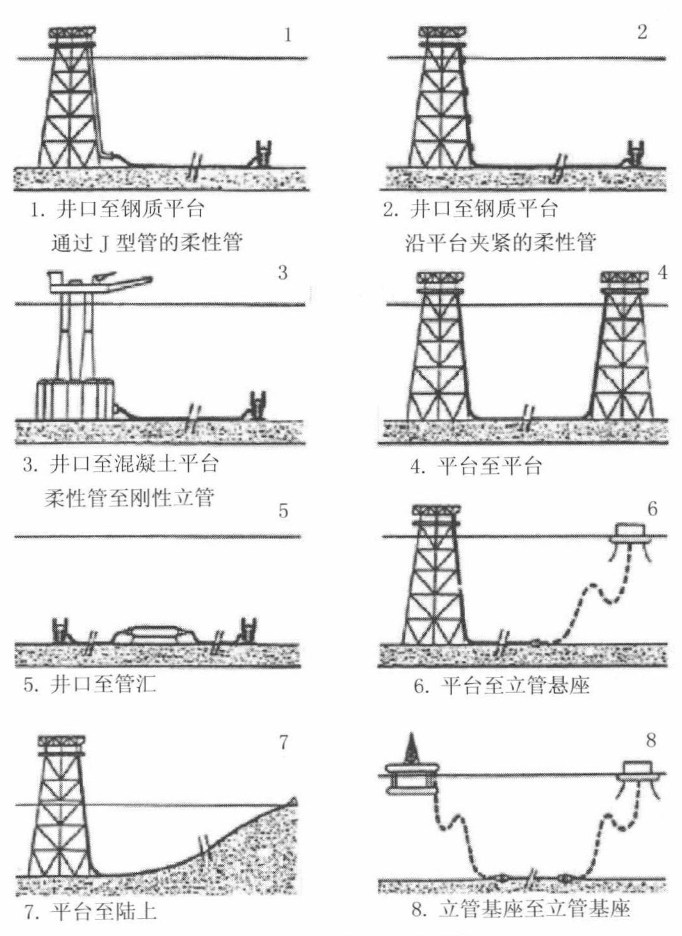


图 24.5　出油管构形 [5]

24.2.3 装卸软管 Loading and Offloading Hoses

离岸装载软管充当穿梭油船与储油船或装载浮标之间的临时性连接。装载软管可以笔直或卷绕的方式沉没或拉向支持船。此类软管允许油船在装载过程中甚至是在恶劣的气候条件下自由移动。因此，装载软管需承受船舶运动和波浪加载作用。涉及连接与断开作业的操作将会增加额外的载荷。此外，操作方面的稳固性是柔性管专用于离岸装载的一个主要问题。

在多数情况下，采用此类软管将装载浮标与油船连接在一起。软管既可以漂

浮在水面上，或者正如实际所做，悬浮在系泊浮标吊杆与油船船首之间。随着离岸液化天然气项目的发展，低温柔性管也在若干离岸液化天然气转运系统中用作装卸软管，如图 24.6 所示。在这一系统中，作业可靠性和安全性是关键之所在。

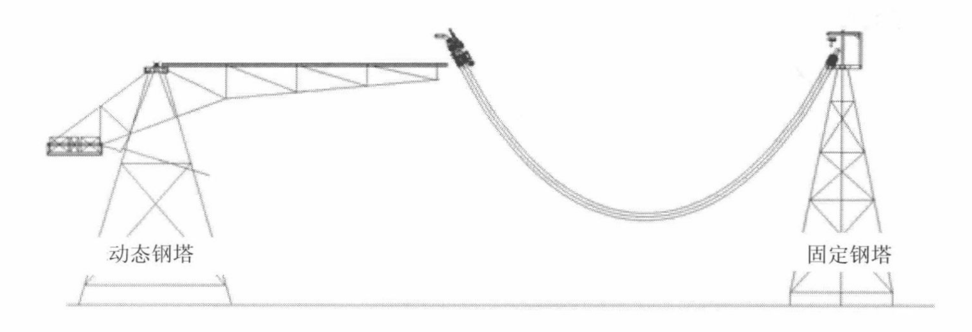


图 24.6　用于液化天然气（LNG）转运系统的柔性软管[6]

在浅水区，相隔 1500m 的两个水面浮式平台之间的管道可能会简单地铺设在海床上。然而，在超过 1000m 水深的区域内，这可能会明显增加两个浮式平台之间的管道总长。因此，将两个浮式平台（例如，浮式生产储卸装置和 CALM 浮筒）之间的输出管道实现悬浮更为可取，而非与海床接触。

图 24.7 为柔性管的一些可能构形，通过一条石油卸载管连接两个浮式平台。在这些选项中，支持管道所需的浮力大小将对输出系统的最终成本产生重要影响。另一方面，施加在 CALM 浮筒标上的载荷也将产生重要影响，并应尽可能垂直作用，以避免扰动浮筒的平衡。浮力模块沿着管道延伸，可使用图 24.7（a、b、c）中多种不同管道形状的构形。这是浅水区内最通用的解决方案，需借助浮力波浪来充分顺应系统的要求。另一选择是采用单悬链线，无中部浮标，如图 24.7（d）所示。这将对 CALM 浮筒的大小有着重大影响，但在某些情况下这是一个有价值的解决方案，在此需考虑到内部流体密度的较大变化。在此情况下，悬浮长度固定的单悬链线形状不因管道线性重量的变化而改变。

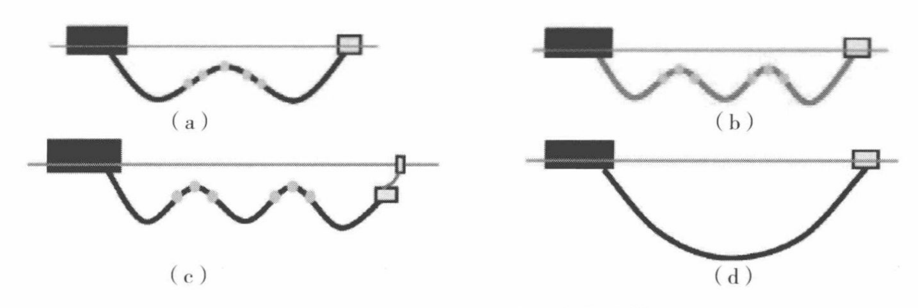


图 24.7　石油输出系统的可能构形[7]

(a)一种浮力波的大管径或 W 构形　(b)若干种浮力波的管道　(c)水面下卸载浮筒管道

(d)单悬链线形状或 U 构形

24.2.4　跨接管
Jumper Lines

跨接管的功能在多方面类似于立管系统。但两种作业方式在某种程度上是有差别的。跨接管更多暴露于波浪加载，且与分离状态相比连接状态下的构形各不相同，其对连接器末端有着极严格的要求，如弯曲加强杆[4]。用作跨接管的柔性管应用实例包括：

- 井口和管汇的油田内连接（长度一般小于 100m）；
- 张力腿平台（TLP）上顶边井口和平台管系的连接；
- 井口平台和浮式支持船的连接；
- 浮式生产储卸装置转塔运动转运系统中的管道。

24.2.5　钻井立管
Drilling Risers

柔性管也可作为钻井立管使用，尤其对使用井下动力钻具的钻井作业。在作业中，钻井钻头的重量可控。悬浮部分的动态弯曲适中，动态支持载荷与滑轮重复滚动相关。如果垂荡补偿器以张紧系统作为基础，那么弯曲疲劳将是主要的设计考量。

24.3 柔性管系统及构件
Flexible Pipe System and Components

柔性管是两类基本构件的复合结构：

（1）铠装构件，通常为螺旋形钢索结构，形成强度；

（2）聚合物或顺应式钢管，密封构件，形成流体密封装置。

一般采用两类柔性管：粘接和非粘接柔性管。在粘接管中，不同的织物层、弹性体层和钢质层通过硫化处理粘接在一起。通过弹性体基质的轴向和剪力变形而获得柔性，其中的基质嵌有强化件。但是，粘接管仅用于如跨接管一样的短管。另一方面，非粘接柔性管的各层能够在外部和内部载荷的作用下相互滑动，因此可为几百米长的动态应用而制造。除非另作说明，本章剩余内容和下一章将对非粘接柔性管进行说明。非粘接柔性立管可设计成粗糙筒壁或是平滑筒壁，如图 24.8 所示。

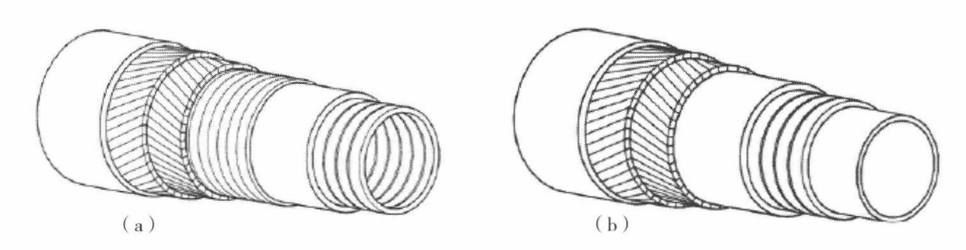


图 24.8　非粘接柔性管的内表面

（a）粗糙筒壁　（b）平滑筒壁

粗糙筒壁结构采用钢质内部骨架，应用于输送流体中含有气体的情形。在此情况下，快速压降可能导致内衬出现压溃，除非采用骨架进行加强。平滑筒壁管结构应用于不会导致气体扩散通过内部热塑层的情形，如注水和压注化学剂。如果管道环可以排气，那么它也适用于含有气体的流体。除了省去内部互锁骨架外，平滑筒壁的结构层与粗糙筒壁的相同。

柔性管系统的不同应用与其特点有关，包括管体和相关的辅助设备。

图 24.9 为非粘接柔性管的典型横截面。图示内容清晰说明柔性管截面有五层主要构件，这在稍后予以描述。聚合物内护套与聚合物外护套之间的空隙被称为管道环。柔性管管壁上的五层主要构件将在下述章节进行描述。

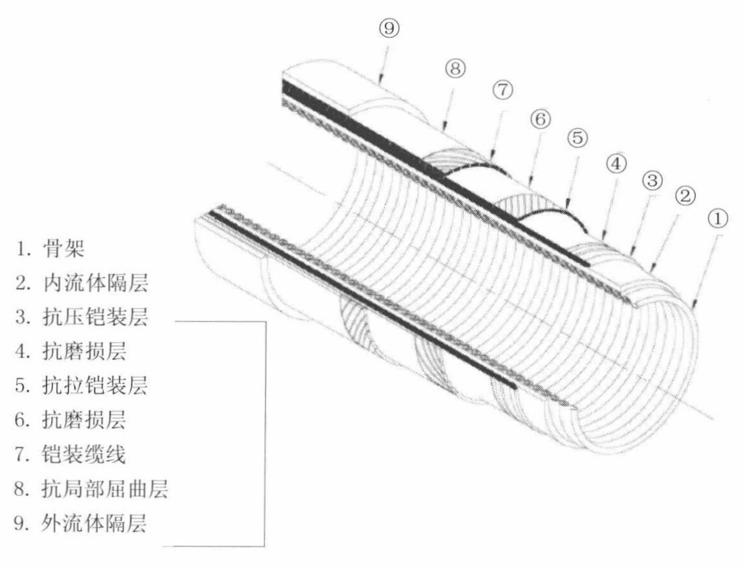


图 24.9 非粘接柔性管的典型横截面[8]

24.3.1 互锁钢骨架 Interlocked Steel Carcass

骨架构成了柔性管截面的最内层。其通常由平整的不锈钢钢条构成，形成互锁结构，如图 24.9 所示。可采用不同等级的钢制作骨架，材质的选择通常取决于内部流体特性。用于制作骨架的最常用钢材等级为 AISI 304 和 306 级以及 Duplex 双相不锈钢。内筒壁流体可自由流经骨架结构，因此骨架材料需对筒壁流体具有耐腐蚀性。

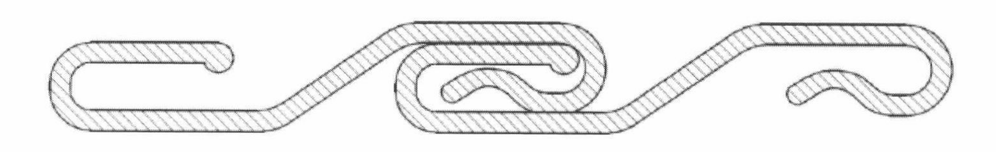


图 24.10 骨架层架构[9]

图 24.10 为骨架结构实例。骨架的主要功能是防止管道因静水压或在管道环中积聚气体而出现压溃。管道环中积聚气体会演变成管道的潜在失效模式，气体积聚出现在输送碳氢化合物的管道中，这是当内管筒壁中的气体扩散经过聚合物内护套而进入管道环之时。在油井关闭、内筒壁后续减压和排空的情况下，管道环气压会导致管道出现压溃。因此，钢骨架的设计就是为了承受这一压溃压力。如果不存在管道环中因积聚气体而导致管道压溃的潜在可能，那么非输送碳氢化合物（例如，注水管道）的管道其设计可不加入骨架层，这就是如上所述的平滑筒壁管道。

24.3.2 聚合物内护套 Internal Polymer Sheath

聚合物内护套形成了保护筒壁流体完整性的隔层。暴露浓度和流体温度是内护套的关键设计驱动因素。内护套的常用材料包括聚酰胺纤维 11（商用商标为 Rilsan®）、高密度聚乙烯（HDPE）、交联聚乙烯（XLPE）和聚偏二氟乙烯（PVDF）。聚酰胺纤维 11 和高密度聚乙烯是两种最为常用的材料。这两种材料可承受最高至 149 ℉（65℃）的温度，其容许应变为 7%。聚偏二氟乙烯可用于需要较大温度公差的应用。这种材料能够承受 266°F（130℃）的温度，但其容许应变仅为 3.5%。聚合物护套层厚度是不同参数的函数，如内筒壁流体温度、组成以及内筒壁压力。这种护套的平均层厚约为 5~8mm，但已经制造出聚合物内护套最大为 13mm 的管道。

24.3.3 铠装层 Armor Layers

24.3.3.1 抗压铠装 Pressure Armor

抗压铠装需承受内筒壁流体压力所致的管壁环向应力。抗压铠装缠绕在聚合物内护套上，由互锁缆线构成。这是一互锁金属层，用于支撑内部高压护套以及径向上的系统内部压力载荷。抗压铠装缆线的一些实例结构如图 24.11 所示。这种结构允许具有弯曲柔性，并控制着铠装缆线之间的间隙以防止内护套被挤压进入铠装层。为更好地阻止在管壁中形成环向应力，抗压铠装需约呈 89° 角缠绕在

管道纵向轴上。“δ”形螺旋或互锁抗压铠装层具有抗内外压的增强作用，并支持环向加载。这一层在流体隔层之外形成支撑，以阻止所述结构如骨架层变成椭圆形。“δ”形材料层不能明显承受轴向或弯曲载荷。这是因为其以短节距螺旋形进行缠绕，捻角接近 90°，各圈数之间留有间隙，并使用互锁的成形金属索。

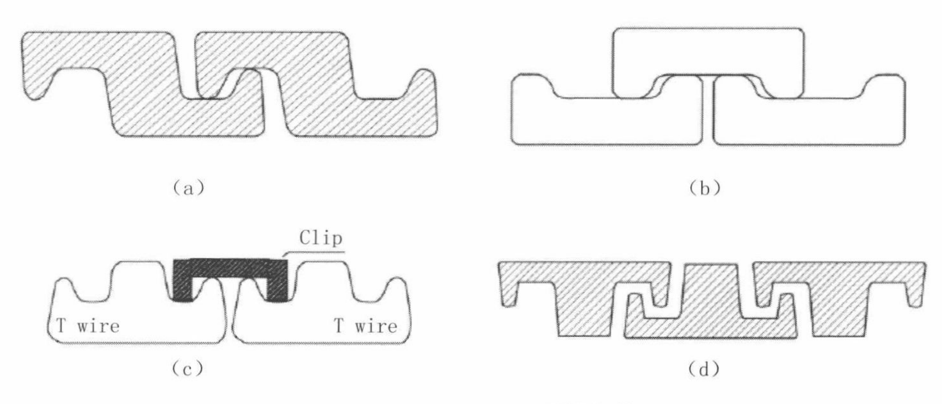


图 24.11　抗压铠装互锁结构[9]

（a）Z形　（b）C形　（c）T形1　（d）T形2

用于抗压铠装缆线的材料一般为高压碳钢。缆线的选择一般取决于该管道是否专用于“无硫”或“酸”腐蚀条件（“酸”腐蚀经由 NACE MR 01-75 进行定义）应用于柔性管的最大强度钢索其极限抗拉强度（UTS）为 1400MPa（200ksi）。但是，此类高强缆线倾向于出现氢致开裂（HIC）和硫化物应力开裂（SSC）。因此，可以说不可能采用此类高强钢索应用于“酸”腐蚀管道。替代方法可能是采用一附加的钢质层，其最低极限抗拉强度为 750MPa（105ksi）。

24.3.3.2　抗拉铠装层 Tensile Armor

抗拉铠装层总是成对交叉缠绕。正如其名称所述，这些铠装层用于阻止柔性管中的拉伸载荷、扭矩和弯矩。如图 24.12 所示的抗拉铠装层一般由平整的矩形缆线构成，捻角与纵向轴约成 30°~55° 角。未粘接管的弯曲柔性来源于螺旋层钢束（缆线）相对滑动的能力。其导致磨损并最终出现钢束疲劳。滑动的大小与钢束捻角成反比。扭矩平衡管的捻角为 55°，这一角度被用于环向应力亦受到抗拉铠装层所阻止的管道设计之中。

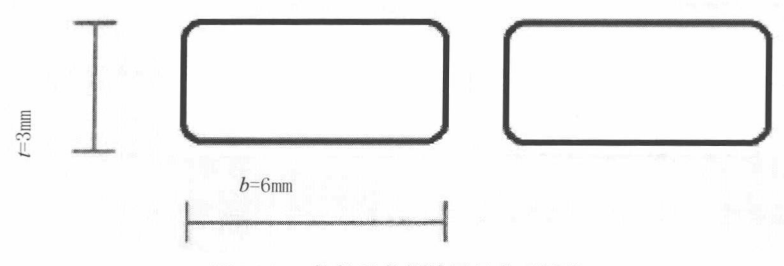


图 24.12　抗拉铠装螺旋层的典型结构

抗拉铠装层用于支撑管道所有材料层的重量，并将载荷通过端部配件传递至船舶结构物上。深水立管中的张力较高，会要求采用四层抗拉铠装层，而不仅仅是两层。抗拉铠装缆线由高强碳钢制作而成，类似于抗压铠装缆线。“无硫”或“酸”腐蚀条件均为可用缆线强度的决定因素，因为高强缆线更多的倾向于出现氢致开裂（HIC）和硫化物应力开裂（SSC）。

24.3.3.3　复合铠装层 Composite Armor

随着离岸油气田开发的水深变大，动态立管的悬浮重量和疲劳性能正越来越成为设计的驱动因素。复合铠装层的优点可包括：

- 强度重量比更大，其结果使具有等效结构承载力的管道结构重量更轻；
- 抗疲劳阻力提高；
- 针对多数油田化学品和海水具有耐腐蚀性和抗退化性。

在正确选择纤维、基质和工艺的情况下，碳纤维复合材料（CFC）有记录的典型抗拉强度超过 3 000MPa（435ksi）。如图 24.13 所示，在与常规碳钢以及用于常规柔性管的尤其适宜于酸腐蚀（含 H_2S 和相应的氢脆风险）的钢等级材料相比之下，此类复合材料（CFC）的最大比强度（极限抗拉强度与密度比，这里的极限抗拉强度为 3 000MPa、密度为 1 700kg/m^3）。

采用纤维增强聚合物（FRP）材料或复合铠装层来取代金属高压铠装层和抗拉铠装层，正因其优势而演变为一种趋势。

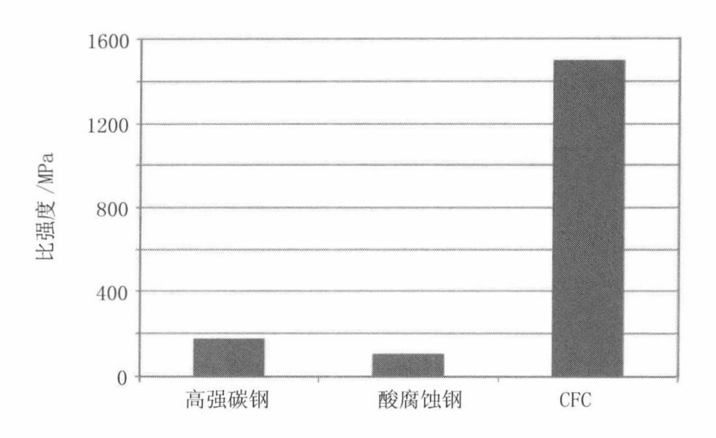


图 24.13　可用于抗拉铠装层的不同材料的比强度 [10]

图 24.14 为采用四层碳纤维铠装层的 Technip 柔性管。集成有碳纤维铠装层的合格柔性管的高水平性能允许采用轻型柔性立管解决方案，同时也允许降低或免除对超深水构形中浮力元件的要求。

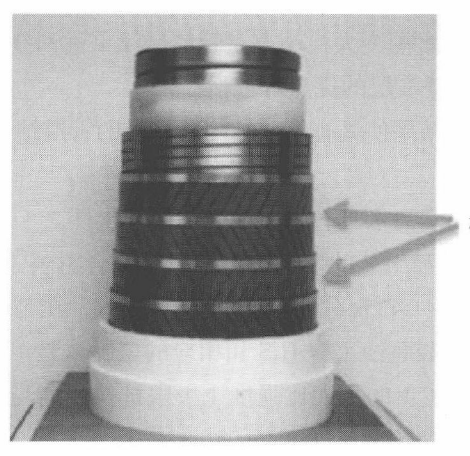


图 24.14　交叉缠绕的四层碳纤维铠装层（CFA）柔性立管 [10]

图 24.15 为 DeepFlex 柔性纤维增强管（FFRP）的典型管道结构横截面图。设有无互锁环向强度层的柔性纤维增强管是一种非粘接柔性管结构，其采用了抗压铠装层和抗拉铠装层。

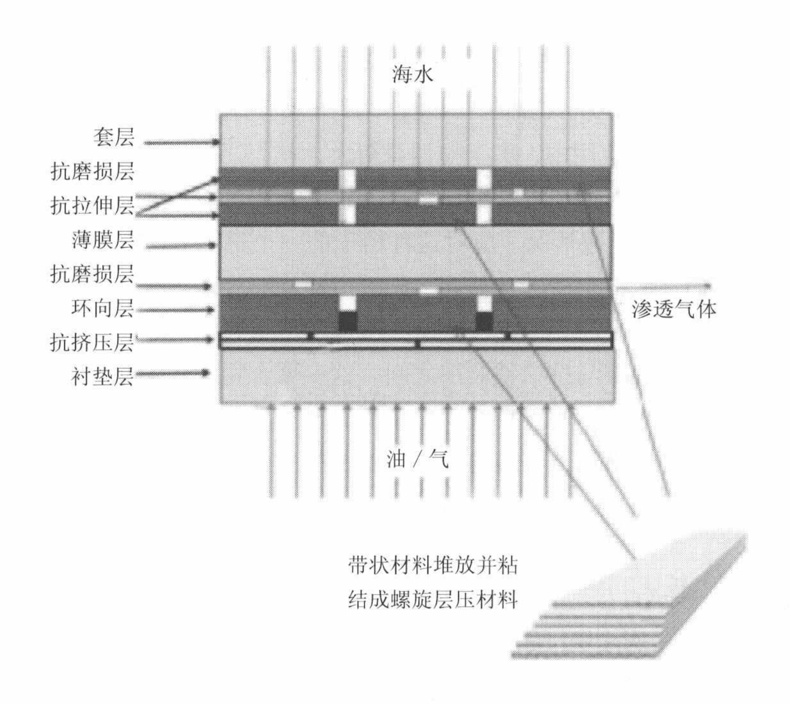


图 24.15　柔性纤维增强管[11]

24.3.4　聚合物外护套 External Polymer Sheath

聚合物外护套的制作材料可与聚合物内护套的相同。外护套的主要功能是作为防海水渗漏的一个隔层。这也为防止铠装缆线在安装期间与其他物体发生碰损提供了一个保护层。

24.3.5　柔性管的其他层及结构 Other Layers and Configurations

除了柔性管的主要五层结构之外，还有构成管道截面的其他次要层。次要层中包括与铠装层缠绕在一起的抗摩擦带，其目的是为了降低摩擦，因此随着管道

因外部载荷所致而弯曲时，此时的缆线层相互擦滑，会出现磨损。抗磨损带也可用于确保铠装层维系其缠绕形态。这些抗磨损带将确保缆线不致扭曲离开其预设的构形，即一种称之为“局部扭曲”的现象，其产生于引起管道轴向挤压的静水压。

在某些柔性管的应用中，由于拉伸载荷大，其需要在抗拉铠装层中采用高抗拉缆线，然而“酸”腐蚀环境的出现意味着这些缆线可能需要面对无法承受的氢致开裂 / 硫化物应力开裂情况。应对这种情形的一个解决方案是加工制作具有两个不同管道环而不是一个的管道截面。内管道环能够容纳抗压铠装层，其无需采用高强度钢，因此不会出现因 H_2S 浓度大所致的严重腐蚀问题。然后将聚合物外护套布设在抗压铠装层与抗拉铠装层之间。这一聚合物护套会在外管道环中防止出现 H_2S 浓度过高现象。仍然会有一定量的 H_2S 从内管道环扩散经过这一聚合物护套直至外管道环。然而，外管道环中的 H_2S 浓度会低至足以允许为抗拉铠装层采用高抗拉缆线。

24.3.6 主要辅助设备 Main Ancillaries

现予描述下述一体式辅助设备，可用于支持管体形成完整的柔性管系统。

24.3.6.1 端部配件 End Fittings

端部配件的设计系用于结束每一个柔性管层的端部，并形成所需连接，以实现与客户生产设施的配合。每一个柔性管层均需逐一终止并予密封，以维持所施加载荷以及维系流体密封完整性。其特点罗列如下：

- 为每一种管道结构定制设计端部配件；
- 终端也可进行设计——API/ANSI 法兰盘、衬套、焊接或其他；
- 在爆破和失效张力状态下强度大于管道；
- 最常用的结构材料是 AISI 4130 低合金钢；
- 常用涂层包括电解镀镍和不同的环氧树脂；
- 装配系手动操作过程。

显而易见，有效的隔层密封系统是设计端部配件的关键所在。端部配件隔层密封如图 24.16 所示。

在设计和加工制作端部配件布局期间，需考虑到诸多关键性问题。对于高压

护套和密封环尺寸、抗压铠装层终止以及螺栓扭矩来说，紧密度制造容限是确保将管道钢质层的载荷合适地传递至船舶结构物的关键。应采用合适的技术来填装环氧树脂，以确保不产生气隙。管道环排气孔的正确定位以及发挥作用对确保不在管道环内积聚气体亦显至关重要。为防止出现腐蚀，阳极管卡设计通常被用于保护柔性管的端部配件。在安装之前，需通过遥控机器人（ROV）使用钢刷来清洗端部配件表面，以保证阳极管卡的电接触有更佳效果。

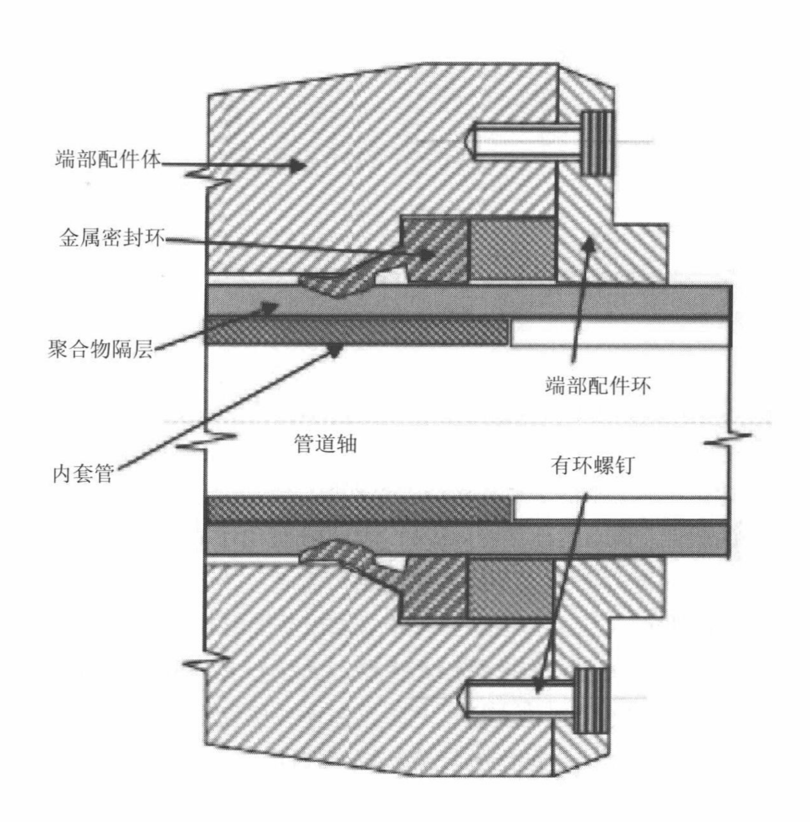
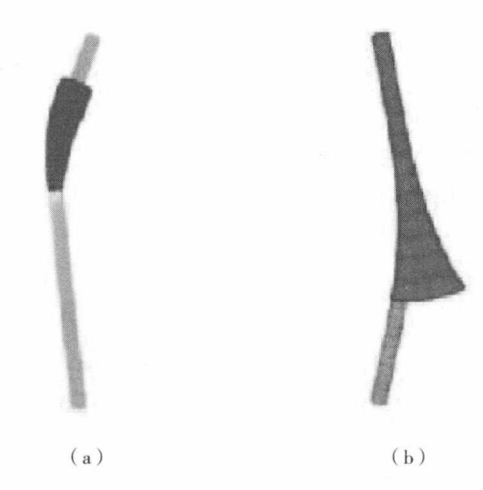


图 24.16　端部配件隔层密封的示意图 [12]

24.3.6.2　弯曲加强杆和承口 Bend Stiffener and Bellmouths

柔性立管的关键区域之一是立管在悬挂布置之前的顶部位置。这一区域倾向于过度弯曲，因此需将一个辅助装置融入设计之中，以增强立管刚度并防止立管在超出其容许弯曲半径时出现过度弯曲。这一应用所需的两个装置是弯曲加强杆

和承口。图 24.17 为两个装置的示意图。



（a）　　　　（b）

图 24.17　弯曲加强杆和承口示意图[4]

（a）弯曲加强杆　（b）承口

柔性管制造商趋于喜好制造其中一种装置或是另一种装置，但已知弯曲加强杆在大幅度运动船舶的应用中具有更好的表现。弯曲加强杆也在立管与刚性端部连接之间形成弯矩过渡。辅助装置的设计需分别根据管道截面的分析进行，为此目的需使用专门的软件。源自柔性立管分析的全局载荷被用作辅助装置设计的输入值。

弯曲加强杆一般由聚氨基甲酸酯材料制作而成，其形状的设计意在随其进入悬挂位置而逐渐加强立管。弯曲加强杆聚氨基甲酸酯材料本身被锚固在用于传递载荷的钎肩上。弯曲加强杆有时被用在海底，如在低弯度 S 型或陡波型应用中用于为立管的海底末端连接提供支持，并防止在这一位置出现过度弯曲。弯曲加强杆的设计问题包括聚氨基甲酸酯的疲劳和蠕变特性。锥形大小的确定需借助于张力与角度的最不利组合，以满足最小弯曲半径接受准则及柔性结构物压力拱和铠装缆线的可接受疲劳寿命。图 24.18 为弯曲加强杆的实例。须引起注意的是，现已制成长度大于 20ft 的弯曲加强杆并应用于离岸作业。

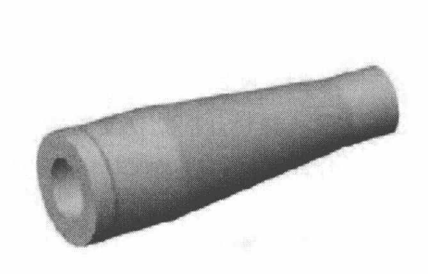



图 24.18　弯曲加强杆实例 [13]

承口系钢质构件，其功能与弯曲加强杆相同，也即用于防止立管在其端部终端的顶边出现过度弯曲。承口弯曲面的加工制作系受公差的严格规定，防止在表面上出现任何形式的可能引起的应力集中和管道外护套损伤。

24.3.6.3　限弯器
Bend Restrictor

限弯器一般出现在底部和顶部连接处。其目的是对立管在临界点处的过度弯曲形成附加阻力（如立管末端，这里的刚度会增至无穷大）。

设计限弯器系用于限制柔性管道出现弯曲，并为准静态使用和安装作业提供便利。其由硬质塑性材料制作而成，一般用在井口连接管和立管基座上，以限制立管张力、弯曲和剪切载荷。使用钢材的使用成本较低，但必须在工厂内进行包装并由漆和阳极进行保护。限弯器形成机械闭锁以防止出现过度弯曲。图 24.19 为用于海底柔性管端部终端的限弯器。

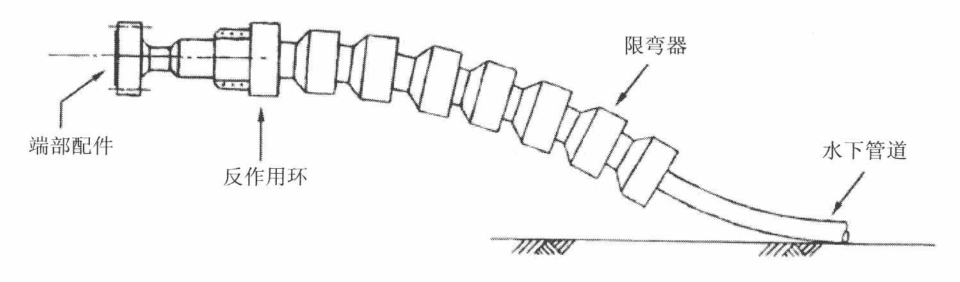


图 24.19　限弯器 [9]

24.3.6.4 浮力模块 Buoyancy Modules

浮力模块可附接在立管上，用于降低表面所需的张力并得到所希望的立管构形，包括懒波型、陡波型和逆向构形。这些模块可以是薄壁空气罐或者是经加工制作的复合泡沫塑料并捆扎在立管上。这些浮力模块需进行仔细设计，其结构所需材料须经合理选择，以确保其具有长期的抗吸水性。

24.3.6.5 管道环通气系统 Annulus Venting System

随着时间的推移，输送经过管道筒壁的流体将扩散经过聚合物内护套而进入管道环内。此类扩散气体包括水、二氧化碳和 H_2S，其出现在管道环内意味着可能对钢质层有危害性影响。水和二氧化碳趋于在高压和抗拉铠装层内形成一般性腐蚀或孔蚀。水的出现也可能对钢质层的疲劳寿命产生消极作用。H_2S 的出现导致钢发生氢致开裂和硫化物应力开裂，因而在设计阶段需对其浓度进行仔细评估，因为用于“无硫”腐蚀条件的合格管道会采用高抗拉强度钢，否则会在“酸”腐蚀环境下遭受无可接受的腐蚀。

除了因管道钢质层出现此类扩散气体所导致的消极腐蚀和疲劳影响之外，管道环中气体所引起的压力积聚也会触发管道聚合物内护套出现压溃。在管道内筒壁突然出现压力损失时（例如，系统应急停输），管道环中因此类扩散气体所致的压力会大于内筒壁的压力。这会导致聚合物内护套出现压溃、损失流体完整性以及管道失效。钢骨架的设计系用于承受这种因管道环中气体积聚所引起的压溃压力。而且已记录有柔性管中曾出现这种失效模式。

为防止管道环中因扩散而积聚气体，需将排气系统结合到管道结构中，以使管道环中的气体被排出到大气中。在水下的两种端部配件布置中，泄气阀需密封以防止海水进入管道环内，其直接与管道环相连接，设计可在 30~45psi 预设压力下运行。

24.4 参考文献 References

[1] N. Ismail, R. Nielsen, and M. Kanarellis, Design Considerations for Selection of Flexible Riser Configuration, PD–Vol. 42, Offshore and Arctic Operations, ASME, 1992.

[2] P. O' Brien, et al. Outcomes from the SureFlex Joint Industry Project—An International Initiative on Flexible Pipe Integrity Assurance, OTC 21524, 2011.

[3] P. Boschee, Best Practices for Flexible Pipe Integrity Evolve, Oil & Gas Facilities, 2012.

[4] Y. Bai, and Q. Bai, （2005）, "Subsea Pipelines and Risers", Chapter 22 Part IV, 2nd Edition, Elsevier Science Ltd.

[5] S. Berge and A. Olufsen, Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes, SINTEF Report STF70, A92006, 1992.

[6] G. Rombaut et al., LNG Trials of a New 16" Flexible Hose Based LNG Transfer System, OTC 19405, 2008.

[7] L. Lebon and J. Remery, Bonga: Oil Off–loading System using Flexible Pipe, OTC 14307, 2002.

[8] Y. Zhang, B. Chen, L. Qiu, T. Hill, and M. Case, State of the Art Analytical Tools Improve Optimization of Unbonded Flexible Pipes for Deepwater Environments, O–TC 15169, 2003.

[9] API, Recommended Practice for Flexible Pipe, API RP 17B, 2002.

[10] A. Do, A. Lambert, Qualification of Unbonded Dynamic Flexible Riser with Carbon Fibre Composite Armours, OTC–23281, 2012.

[11] M. Kalman, L. Yu, M. Seymour, J. Erni, Qualification of Composite Armors Materials for Unbonded Flexible Pipe, OTC–23185, 2012.

[12] U. S. Fernando, et al., Experimental Evaluation of the Metal–Metal Seal Design for High Pressure Flexible Pipes, OTC–23110, 2012.

[13] J. Clevelario, Introduction to Unbonded Flexible Pipe Design & Manufacturing, Wellstream. 2011.



第 25 章　柔性管横截面和动态分析

Cross–Sectional and Dynamic Analyses of Flexible Pipes

25.1 引言 Introduction

柔性立管构形应设计为能够通过改变几何形状来吸收漂浮运动而无需海上工程常用的垂荡补偿系统，如图 24.2 所示。通常可使用抗弯刚度和临界曲率半径均比较小的非粘接柔性管来达到所需柔性。符合要求的非粘接柔性管横截面特性则可以通过使用柔性多层管得到，多层管的每一层都具有特定功能。尽管各层是独立的，但设计上需考虑其相互作用。管道层数及各层性能需满足设计要求。

柔性管横截面是由铠装件（通常用钢束螺旋缠绕而成）和密封件（可提供流体密封的热塑性材料聚合物或柔性钢管）构成的复合结构。螺旋铠装件包含多层带有特定捻角的铠装层，不同铠装件的捻角差别很大。螺旋铠装层的缠绕钢束可为整个系统提供良好的抗压抗弯性能，使系统具备柔性和极佳的动态特性。但非粘接柔性管的复杂设计使其分析较为困难，为获取不同载荷作用下的结构响应需进行局部横截面分析和整体动态分析。

25.2 柔性管指南 Flexible Pipe Guidelines

柔性管已经使用了几十年，早期的管道和软管均为粘接类型（硫化橡胶及铠装层）。设计的主要因素是设计压力下的爆破率。

20 世纪 70 年代早期以来，业界为开发可靠的非粘接柔性管投入了大量资源。产品开发工作的成果提升了使用柔性管的信心，柔性管被认为适合于许多应用。但使用柔性管仍然存在一些限制，因为没有可用的通用工业标准。在 20 世纪 80 年代中期，Veritec[1] 基于行业合作项目提出了一个柔性管通用设计标准。随后业界根据制造商所用的设计方法及海上设计规范制定了一些指南，这些设计规范代表了 20 世纪 90 年代的最新柔性管设计。在此时期巴西是个例外，其使用柔性管

仍然较少。对于柔性管的温度、压力和直径要求在不断提高，许多石油公司都制定了自己的柔性管规范，这样业界就会面临以下问题：

- 许多经营者都有其自己的设计标准；
- 制造商使用其自己的内部设计标准，额外编写符合经营者标准的文档通常较为困难且费用较高；
- 通用设计标准未更新并且被认为无法以满足需求。
- 设计要求可分为两种[2]：
- 可以审核的强制性要求应包含在规范中（API 技术规范 17J[3]）；
- 如何满足强制性要求的建议及柔性管系统设计指南需包含在单独的推荐规程（RP）中，例如 API 推荐规程 17B[4]。推荐规程应包括经验范围之外的柔性立管设计方法，深水就是此类领域之一。

25.2.1　API 技术规范 17K API Specification 17K

应根据用于非粘接管的 API 技术规范 17J 设计非粘接柔性管，而根据用于粘接管的 API 技术规范 17K 设计粘接柔性管。这些规范提供了所有重要参数和指导的检查列表，管道经营者从管道制造商处订购柔性管时必须对此予以验证。本节其余部分将介绍涉及非粘接管的 API 技术规范 17J，但 API 技术规范 17K 包含了关于粘接管的几乎相同的信息和标准。

25.2.2　API 技术规范 17J API Specification 17J

API 17J[3] 说明了设计柔性管前必须确定的参数，这些重要参数（除外部环境条件外）涉及管道的内部特征，例如压力、温度和流体成分等，可据此确定大部分管道设计，例如材料选择和层厚。

API 17J 列出了柔性管系统的要求，例如检查和条件监控、气体排放及安装等，还有一节介绍了在管道的使用寿命内可以施加的容许载荷。在设计过程中，确定管道横截面后应进行计算以确认在其设计寿命内不会超出容许载荷，此过程中出现任何异常都需重新确定管道横截面。如 API 17J 表 6“柔性管各层设计标准”所述，在正常运行状态下，铠装层最大拉伸载荷不可超过铠装材料最大拉伸强度（UTS）

的 0.67 倍，而抗压铠装层的最大容许载荷为最大拉伸强度的 0.55 倍。在异常或安装状态下，容许载荷可增加为最大拉伸强度的 0.85 倍；而工厂验收试验时的容许载荷可达最大拉伸强度的 0.91 倍。

API 17J 在随后章节中介绍了设计过程中需考虑的其他条件和限制。其中最关键的要求之一是管道在不去除抗压铠装层的情况下能够承受的最小弯曲半径，设计工作的一个重要方面是计算并确保在极限载荷作用下管道不会超出其最小弯曲半径。管道最容易发生过度弯曲的两个区域是触底区和悬挂位置略前方的上部区域。一旦确定了最小弯曲半径，可设计诸如抗弯加强件或限弯器这样的辅助设备，确保在所有可能的极限载荷作用下管道不会超出其最小弯曲半径。

API 规范规范 17J 包含了可用于设计柔性管各管道层的有助信息，以及端部配件布置、抗弯加强件和限弯器的详细设计信息。除局部横截面设计外，还需通过静态和动态整体分析对柔性管进行验证。因为非粘接柔性管的阻尼系数较大（存在许多非粘接层所致），所以不会因涡致振动（VIV）而发生疲劳损伤，因而柔性管无需安装限制涡致振动的列板或减阻装置。这意味着疲劳损伤主要由波浪运动和安装损伤所致。需进行详细的疲劳寿命分析，管道制造商必须证明管道疲劳寿命可以达到管道所需运行寿命的十倍。

应确定管道安装程序，不正确安装会导致超出铠装层材料拉伸极限的风险更高、过度弯曲以及对柔性管造成冲击损伤。安装过程中柔性管发生损伤的情况已有记录，例如管道外套管被戳破，需在开始运行前采取昂贵的补救措施以避免更换整根管道。

API 技术规范 17J 还包含柔性管制造指南，以及将管道发送给经营者前需进行的质量鉴定试验。

25.2.2.1 防压溃安全性 Safety Against Collapse

API 技术规范 17J 基于工作应力设计，而现有标准则基于应力容许利用率为管道抗外压承载力的 67%，在实际情况下这意味着骨架内的应力必须小于压溃骨架所需应力的 67%。

API 技术规范 17J 使用表 25.1 中的公式来限制内骨架中的应力，防止发生局部屈曲。

表 25.1　局部屈曲的应力容许利用率

水深 /D	容许利用率
$D \leqslant 300$m	0.67
300m < D < 900m	（D–300）/600*0.18+0.67
D> 900m	0.85

对于水深小于 300 m 的情况，容许利用率与以前一样。因为可忽略不确定性与深水中的静水压相关，所以容许利用率随着水深增加而逐渐加大，水深 900 m 处可达到最大值 0.85。

25.2.2.2 设计标准 Design Criteria

非粘接柔性管的设计标准包括以下各项[3、4]：

（1）聚合物护套；

（2）内抗压护套的蠕变；

（3）金属层和端部配件的应力；

（4）屈曲载荷导致的静水压溃；

（5）铠装层产生的应力所致的机械压溃；

（6）扭转；

（7）安装过程中的压溃和椭圆度；

（8）压缩力（轴向和有效）；

（9）运行寿命系数。

25.2.3 API 推荐规程 17B API RP 17B

对柔性管经营者非常有用的另一个文档是 API 推荐规程 17B[4]。此文档不是规范，因而不对任何一方产生约束作用。但 API 17B 的许多推荐都在实践中得到补充，原因是提供了可保持柔性管完整性的额外措施并确保运行更为安全有效。

API 17B 包含有关完整性管理程序及检查和监控措施的有用信息，能够对柔性管的所有损伤风险或失效模式进行管理，此外还包含与设计和分析方法相关的信息，可用于验证管道设计和运行寿命。非粘接柔性管的简化设计和分析流程如图 25.1 所示。更为详细的静态出油管和动态立管流程图可参见 API 17B 图 19 和图 20。API 17B 介绍了进行此类设计计算的各种方法，对于管道经营者和制造商都非常有帮助，可确保为许多柔性管应用提供经济有效的解决方案。

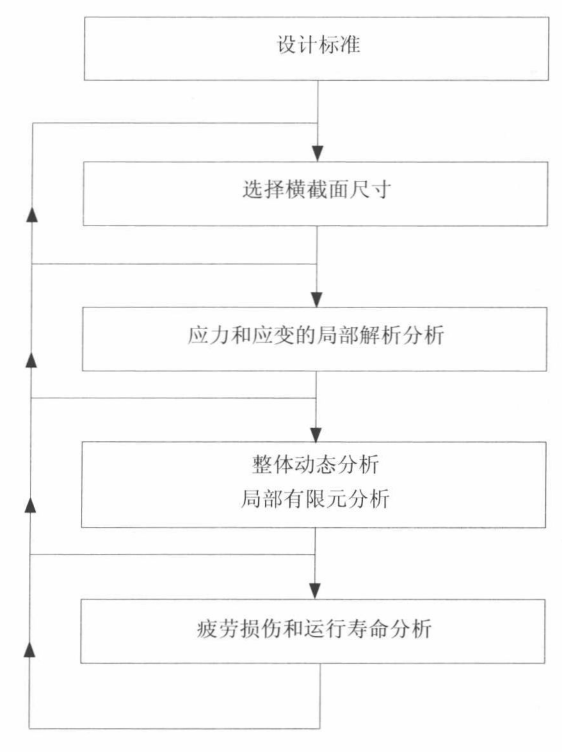


图 25.1　设计和分析流程

25.3　柔性管的材料和机械性能 Material and Mechanical of Properties Flexible

可基于密封件和铠装件对柔性管的特征性能和要求进行分类，如表 25.2 所示[5]。

表 25.2　柔性管组件的特性和要求

组件	特　性	要　求
密封件	● 材料，成分 ● 抗压承载力 ● 尺寸	● 运输能力 ● 压力范围 ● 对内部流动的阻力 ● 防止扩散和泄漏
铠装件	● 抗弯柔性 ● 重量 ● 轴向承载力和抗扭特性	● 使用柔性管的所有原因 ● 抗张承载力的主要要求 ● 与静态和动态加载的相关性

25.3.1　密封件性能 Properties of Sealing Components

由于管壁结构的复杂性以及与输送流体的相互作用，密封件的材料性能对于柔性管而言非常重要。柔性管通常使用的材料有：

- 聚合物；
- 钢；
- 泡沫；
- 合成纤维。

聚合物可用于密封，还可作为固定高强度铠装件位置的定位器。钢纤维和合成纤维也能用于加固。泡沫材料可提供浮力和保温。保温材料作为管壁组成部分的一个例子是 Technip 公司生产的集成生产管束（IPB）[6]。集成生产管束可以在不利条件下（粘性油、深水以及压力限制等）为从井口至水面处理平台的碳氢化合物流体提供高水平流动保障。但本章将主要介绍聚合物和钢材。

25.3.1.1　聚合物 Polymer

聚合物材料应有足够的强度以保持形状及相对于铠装件的位置，并且在管壁处于所需弯曲的情况下可有弹性地保持紧密和完整性，起到密封的作用。

聚合物材料的主要要求为：

- 较高的长期容许静态和动态应变；

- 内部和 / 或外部流体密封性；
- 需具备长期耐化学腐蚀性；
- 低渗透性；
- 低膨胀性。

根据施工类型，附加要求为：

- 需具备抗起泡性；
- 较好的耐磨损性；
- 较好的耐刮擦性；
- 与其他管道构件的粘附性较好。

25.3.1.2 钢 Steel

钢材可因不同目的而应用于柔性管的不同管道层：

（1）内骨架：

- 作为环形加强件，在内部流体压力迅速降低时防止内衬管被压溃；
- 保护内衬管免受磨损。

（2）强度铠装层，包括抗拉铠装层和抗压铠装层；

（3）外骨架，如若需要可保护外衬管免受磨损或其他损伤；

（4）金属内衬管，防止气体渗入聚合物材料。

内外骨架可使用嵌接钢板，强度铠装层则可使用横截面适合的拉拔钢丝。因为管道流体可能含有砂粒，所以耐机械磨损性对于衬管材料而言特别重要。

25.3.1.3 纤维 Fibres

纤维铠装层的主要功能是防止不必要的变形及弹性体被挤入钢铠装层。纤维通常以线或织物形式用于粘接结构的强度铠装层，此处不作深入介绍。

25.3.2 铠装件性能 Properties of Armour Components

鉴于铠装件的功能，其性能与机械性能相关。图 25.2 为处于运行或安装状态下的三种典型海底柔性管样例，显示了在沉没重量作用下张力和弯曲曲率之间的关系[5]。

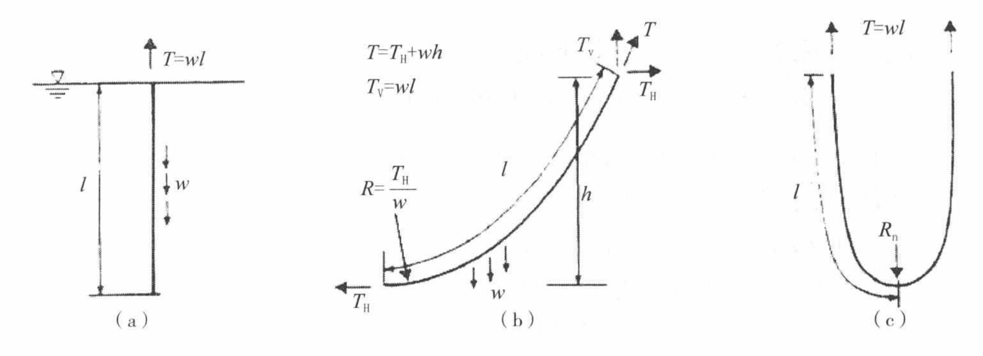


图 25.2　重量、张力和弯曲曲率之间的关系 [5]

（a）直线　（b）张力可控曲率　（c）刚度可控曲率

样例 a）为直线构形，表明所需支撑力为沉没重量与悬挂长度之积。样例 b）为悬链线构形，曲率主要由水平张力 T_H 决定。样例 c）显示了张力和抗弯刚度之间的相互作用，曲率半径完全由抗弯刚度及无水平作用力情况下的沉没重量所控制。对于深水应用，因为与所需水平作用力 T_H 相比，悬挂管道的沉没重量 T_v 过大，所以难以保持柔性管的张力可控曲率。曲率受到抗弯刚度限制的样例 c）构形柔性管易于设计。

25.3.2.1　沉没重量 Submerged Weight

如图 25.2 所示，柔性管的沉没重量是安装或运行状态下控制出油管构形的关键参数。但重量是设计压力和直径的函数，因为这两个参数决定了钢在整个出油管系统中的比例。根据非粘接海底柔性管的生产统计结果，表 25.2 对无量纲重量比 mg/（p_d ID2）进行了概括。在比例表达式中，m 为管道质量，p_d 为管道的设计压力，而 *ID* 则为柔性管内径。

表 25.2　比例范围和应用

应　用	比例范围
静态柔性管	$0.7 \cdot 10^{-3}$~$1.0 \cdot 10^{-3}$
动态柔性管	$1.1 \cdot 10^{-3}$~$2.0 \cdot 10^{-3}$
低压动态管	$3.0 \cdot 10^{-3}$~$7.0 \cdot 10^{-3}$

25.3.2.2 抗弯刚度和曲率半径 Bending Stiffness and Curvature Radius

柔性管的抗弯刚度 *EI* 由管壁成分决定，*E* 为弹性模量而 *I* 为惯性面积矩。抗弯刚度是所需张力、端部配件处的弯矩、点载荷（例如操纵过程中导引套管产生的载荷）以及离散浮力或夹持载荷等的重要参数。刚度 *EI* 很大程度上由聚合物组件决定，对温度和压力有着或多或少的敏感性。刚度非线性的基本原因是材料非线性以及非粘接柔性管的层间粘滑和摩擦力。

管道刚度的非弹性特性可影响静态和动态响应。由于管道层被固定，中等弯曲幅度的动态刚度会远大于静态刚度。此外，大幅度弯曲的摩擦阻尼也较大。

对于输送和安装过程中非粘接柔性管的静态曲率，最小容许弯曲曲率半径（MBR）处于管道外径的 5.5 ~7 倍之间，而最小容许动态曲率半径约为最小静态半径的 1.5 倍，或者通常为外径的 10 倍。

25.3.2.3 轴向刚度和抗张承载力 Axial Stiffness and Tension Capacity

柔性管的轴向刚度通常极高，容许伸长的范围约为 0.5~1.5%。

通常不可出现压缩力，有效张力必须为正。可根据要求对柔性管的抗张承载力进行设计。

25.3.2.4 抗扭刚度和抗扭承载力 Torque Stiffness and Torque Capacity

抗扭刚度通常以扭转予以表达，单位为 [deg/m]。因为有交叉缠绕抗张铠装层，所以柔性管的抗扭刚度较高。钢管的抗扭刚度与抗弯刚度之比约为 0.77，但柔性管可能高达 60。柔性管的容许扭转范围为 0.5~1.5 [deg/m]。

25.4 柔性管设计中的解析公式 Analytical Formulations in Flexible Pipe Design

25.4.1 分析和设计概述 Overview of Analysis and Design

柔性管设计分析包括：①局部横截面分析，用于预测横截面的力学性能并确定所设计柔性管各组件之间的载荷剪切；②对受到波浪载荷和安装驳船影响而发生载荷分布的柔性管进行整体动态响应分析；③根据整体响应分析的载荷分布，对循环载荷及应力响应所致的柔性管疲劳进行分析。设计柔性管时，局部横截面分析是所有分析的基础，可预测力学性能、结构中的应力分布以及失效模式等。本节将介绍柔性管设计中的局部横截面解析分析。

25.4.2 柔性管解析建模 Analytical Modelling of Flexible Pipes

过去 30 年里有许多论文对柔性管局部分析进行了研究。所有解析模型都提出了简化假定和假设，但大部分模型忽略了使非粘接柔性管产生较高非线性特性的摩擦效应，而这会对解析结果的适用性造成明显限制。

Witz[7] 介绍了一个涉及柔性立管的案例分析，将 10 个不同机构的研究结果与 Coflexip 公司关于柔性立管设计的可用经验数据进行了比较。作者采用了 Witz 和 Tan[8] 用于旋转弯曲海底电缆的应力分析方法。分析表明如果考虑管道层的相互作用，就轴向扭转结构响应而言，10 个机构的研究结果与经验数据是一致的，支持了内部压力不会显著影响全滑动抗弯刚度的观点。因而在载荷为轴对称的情况下，预测柔性管结构响应（包括各层之间的相互作用效应）的合适方法是存在的。此外对于一些轴对称载荷工况，未考虑此相互作用的模型可能会得出错误结果。

Saevik[9] 利用运动约束开发出 8 自由度曲线梁单元，运动约束是当螺旋钢束

层仅在支撑管曲线面内滑动时产生的。其方法是使用 Green 应变张量通过非线性有限元公式获取应力和应变测量值，有限元公式基于更新拉格朗日公式，并针对任意大位移、旋转但只有小应变的情况。管道和钢束之间的相互作用则通过结合节点处的超弹性（钢束由弹性体包绕的粘接管）弹簧和弹塑性（非粘接管，用于对摩擦力进行仿真）弹簧予以处理。

Zhang 等人[10]介绍了用于提高非粘接柔性管性能的解析工具。该研究使用来自经验数据的等效线性抗弯刚度计算最大弯曲角度的范围，并对立管系统的不规则波浪疲劳分析、压溃、轴向压缩力以及局部扭曲进行了说明。研究认为在弯曲、轴向压缩力和扭转的共同作用下，钢束会与螺旋层内的圆柱体分离，并导致面外屈曲。但等效线性抗弯刚度假定忽略了非粘接柔性管的所有层间相互作用，使其反而具有粘接立管的特性。

Tan 等人[11]通过考虑钢束横截面特征效应对高阶几何效应进行了研究。并开发出较为精确的应变能量解析模型，尽管其忽略了摩擦效应。论文还讨论了管道弯曲和轴向扭转特性之间的短时结构耦合。解析结果和数值结果的比较表明数值结果本质上较为保守，可放心用于实际设计中的有限元模型。此数值模型比较保守是源于模型采用了较强的约束条件。

总之到目前为止，有两种方法可用于对非粘接柔性管进行解析建模：传统方法和多层建模法。传统方法将横截面中的所有管道层以及梁的材料特性的影响进行整合，并使用等效梁单元模型来表达所有管道层，其优点是计算效率较高。该方法将非粘接柔性管作为均匀结构进行建模，目前软件（例如 Orcaflex、Flexcom 和 Abaqus）已将其作为行业标准动态分析方法。而另一方面，多层建模法研究非粘接柔性管特性时需完全获取各层的张力、剪切和弯矩载荷并考虑层间的相互作用。以下章节将根据非粘接柔性管设计软件的近期研究和进展对多层建模法予以介绍[12-14]。

25.4.3 非粘接柔性管的解析方法 Analytical Method of Unbonded Flexible Pipes

对处于轴对称载荷和弯曲载荷作用下的柔性管，其物理特性取决于横截面特性。轴对称载荷由有效张力、扭转力矩以及内部压力和外部压力所致。横截面分析的主要目的是在施加外部载荷的情况下预测所有内部组件的应力。为了建立用于横截面分析的有效响应模型而将轴对称载荷和弯曲载荷这两种载荷导致的响应

加以区分并不难，并可假定施加于螺旋缠绕铠装层的弯曲载荷和轴向载荷是分离的，如图 25.3 所示。

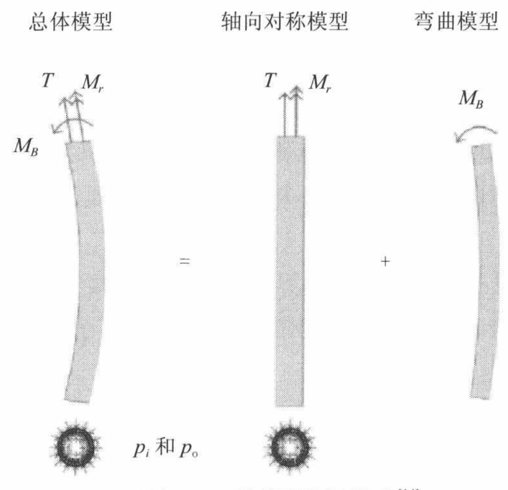


图 25.3　横截面分析模型 [14]

就柔性管而言，承受大部分轴向载荷的是抗拉铠装层。当受到张力和扭转载荷作用时，非粘接柔性管在相关范围内呈线性响应，与粘接管是相同的。但对弯曲载荷的响应则与粘接管完全不同，这是非粘接柔性管最重要的特性之一。就非粘接柔性管而言，此特性由铠装钢束和支撑结构之间的滑动所致。非粘接柔性管的弯矩 - 曲率关系是非线性的，图 25.4 以无量纲方式进行了表达。管道在循环弯曲载荷作用下的特性如图 25.4（b）所示。

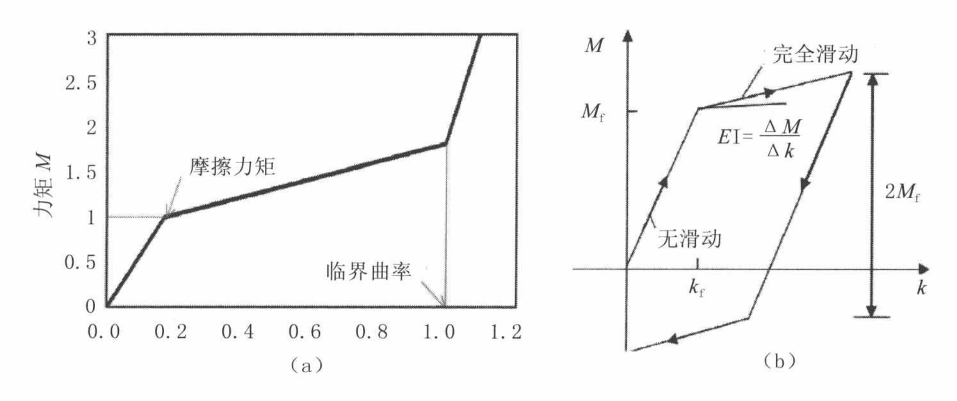


图 25.4　非粘接柔性管的弯曲特性

（a）非粘接柔性管的弯矩 - 曲率关系　（b）管道在循环弯曲载荷作用下的特性

非粘接柔性管的弯曲特性可分成三个范围：小曲率范围、中等曲率范围和大曲率范围。

（1）小曲率范围：钢束横截面保持平面状态，钢束与支撑结构之间无滑动。管道的抗弯刚度与横截面相同的粘接管类似。

（2）中等曲率范围：在此范围内抗弯刚度较低。当施加于柔性管的弯矩增加至超过管道层之间的摩擦力矩时，铠装层和支撑结构中会产生剪应力并导致出现滑动。在此阶段抗弯刚度明显下降，并由塑性管的刚度以及各铠装钢束层内的应变能量所决定。

（3）大曲率范围：当曲率大于临界值时，抗弯刚度迅速增加。在此阶段各钢束层之间的空隙闭合，不会发生任何滑动。临界曲率与临界半径相对应，在任何作业中都应避免出现。

已经有几款商业软件可用于对非粘接柔性管进行局部横截面分析和动态分析，例如 MARINTEK 公司的程序模块 BFLEX [15]，可对铠装层 / 组件进行横截面设计和应力分析；挪威船级社开发的 HELICA 和 UFLEX [16]，用于分析弯矩曲率的横截面弯曲特征，包括管道层 / 组件之间的相对运动、摩擦力以及粘性 / 滑动特性。

25.4.4 轴对称特性 Axis-symmetric Behavior

轴对称响应分析旨在确定横截面各组件之间的载荷分布情况以及在轴对称载荷（有效张力、扭转及静水压载荷）作用下管道层之间的接触力。轴对称响应模型由同心层构成，用于对整个横截面建模并预测横截面刚度、管道变形以及在轴对称载荷作用下各组件的应力和应变。假定所有管道层的轴向和扭转变形都相同，而对于径向变形则需单独说明。各层将有 1 或 2 个径向自由度，取决于是否需要考虑其径向变形。

圆柱体层可包括同心塑料 / 金属护套（例如柔性管的内 / 外抗压层）及交叉缠绕抗拉铠装层。轴对称分析中将螺旋层建模为等效薄圆柱体层，通过将管道层中各螺旋组件的刚度结合起来即能确定等效圆柱体层。假定产品的正常螺旋几何形状处于初始无应力状态，即可基于细长梁理论得出各螺旋单元的刚度矩阵。

通过各层的整体轴向、扭转和径向变形可确定各螺旋组件上因轴对称载荷所导致的变形和应力。Skeie [14] 对所有单元进行了详细说明，下节将介绍圆柱体和螺旋单元的运动。

25.4.4.1　运动约束

Kinematic Restraint

圆柱体和螺旋层的运动说明对于复合横截面的响应分析非常重要。可通过参数形式对构形予以说明，如图 25.5 所示。

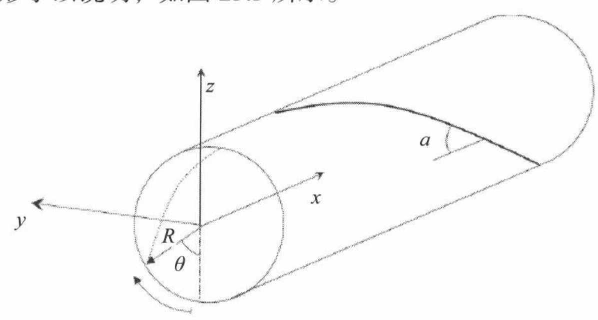


图 25.5　管道和钢束的几何形状模型

圆柱体可表达为：

$$x_c\,(x,\theta) = x\mathrm{i}_x + R\cos\theta\mathrm{i}_y + R\sin\theta\mathrm{i}_z$$

式中 i_j 为全局坐标系。螺旋线为圆柱体表面沿倾角 α 确定的固定轨迹延伸的曲线，同时在螺旋轴 s 和极角 θ 之间建立了联系，因而螺旋几何形状可由圆柱体的一个参数决定。

假定钢束沿着曲线轴仅发生横向滑动，那么全三维描述就可以简化为二维问题。这样便能得到纵轴旋转杆上的约束，约束为钢束纵向位移和沿着局部曲线轴的横向位移的函数。

25.4.4.2　控制方程

Governing Equations

在模型中，非粘接柔性管的各层都有单独的公式。螺旋铠装层的平衡方程的推导过程与均质层类似。可通过运动关系得出合适的应变表达式，并使用 Green-Lagrange 应变测量法。螺旋组件在钢束轴方向上的一般线性应变可表达为 [12]

$$\begin{aligned}\varepsilon = &\frac{\Delta u_z}{L}\cos^2\alpha + \frac{\Delta u_r}{R}\sin^2\alpha + R\frac{\Delta\phi}{L}\sin\alpha\cos\alpha + \\ &R\sin\theta\frac{\Delta\psi_x}{L}\cos^2\alpha + R\cos\theta\frac{\Delta\psi_y}{L}\cos^2\alpha\end{aligned} \tag{25-1}$$

式中：

Δu_z 为轴向位移的变化量；

Δu_r 为径向位移的变化量；

$\Delta \psi_x$, $\Delta \psi_y$ 为旋转变化量；

R,L 为几何参数，如图 25.6 所示；

α 为抗拉铠装层的缠绕角；

θ 为圆柱体壳段的拉伸角位置。

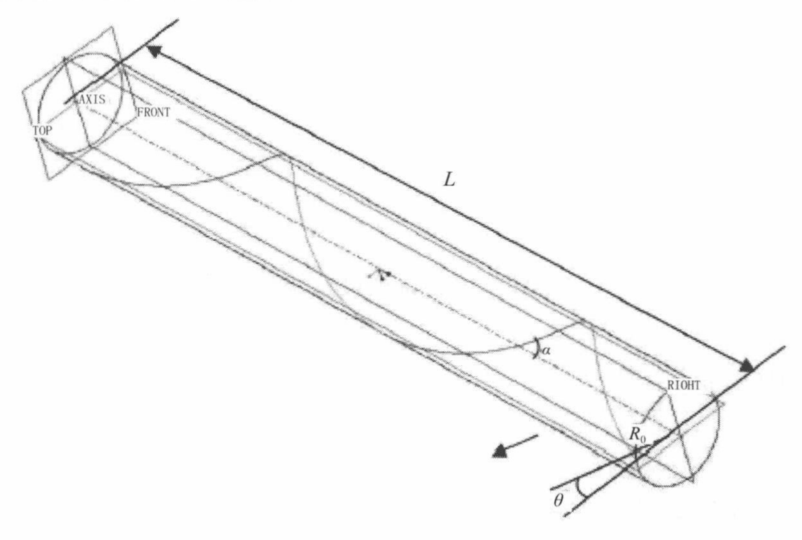


图 25.6　钢束的几何形状示意图 [12]

因而轴对称分析的整体系统公式可表达为：

$Kr=R$

式中：

K 为所有层的刚度矩阵；

r 为系统中所有未知自由度的位移矢量；

R 为外部载荷矢量；

约束条件为：$g_i(r)=r_{i+1}^{inner}-r_i^{outer} \geqslant 0$，$i=1\sim m$。

上述公式表达了横截面的整体平衡，而约束则说明了 m 界面层的未知条件，如图 25.7 所示。

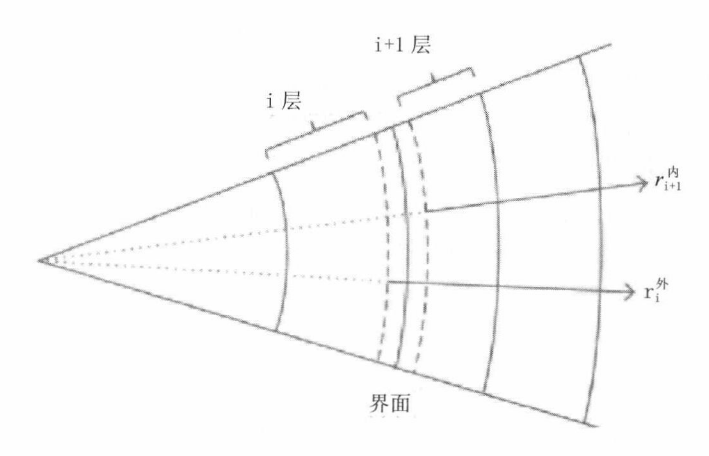


图 25.7　管道层界面处的约束 [14]

25.4.5　抗弯特性 Bending Behavior

非粘接柔性管发生弯曲时，钢束总是从压缩侧向拉伸侧纵向滑动，如图 25.8（a）所示。但如果相对于中心管的横向滑动受到摩擦力阻碍，钢束就会出现横向曲率。如果钢束和中心管之间存在摩擦力，钢束将沿着斜向路径移动；但如果摩擦力为零，则会沿着最短路径移动。在这种情况下，为了消除横向曲率将产生一定程度的横向滑动，如图 25.8（b）所示。

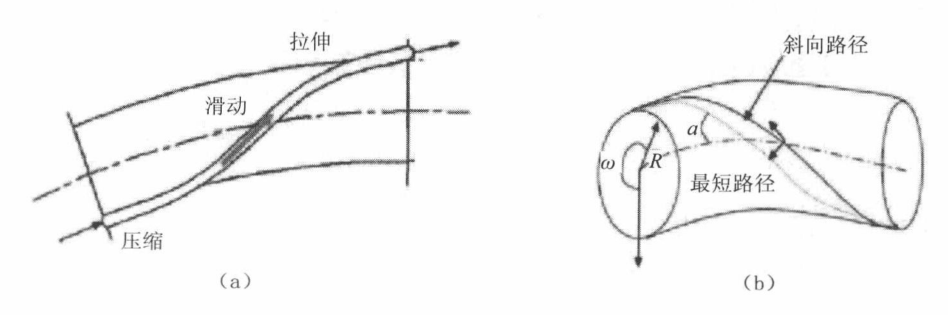


图 25.8　弯曲载荷作用下钢束的滑动方向

（a）从压缩侧向拉伸侧滑动　（b）两种受限曲线

最短曲线为平面上距离足够近的两点之间的最短连线，并且不存在横向曲率。对于距离足够近的两点，仅存在一条这样的曲线。斜向曲线为在摩擦力无穷大的情况下钢束贴附在支撑中心管道上的移动路径，沿着斜向曲线钢束既非纵向滑动也非横向滑动。但当管道发生弯曲时，无论摩擦系数是多少，因为从压缩侧向拉伸侧的轴向应变过大，所以必须通过沿着斜向曲线路径纵向滑动才能将其消除。

假定横截面弯曲过程中螺旋层沿着斜向曲线移动，那么就可以计算出弯曲所致的额外应力。这意味着在弯曲过程中螺旋层将保持在支撑圆柱体表面的初始位置，而当张力梯度超出摩擦力时则会发生轴向滑动。弯曲过程中钢束中的应力分量为局部弯曲应力，由弯曲时的粘性 / 滑动特性产生的弯曲和摩擦应力所致。

适用于分析钢束滑动特性的弯曲钢束应力应变公式可参见 Bahtui [12]、Li [13] 和 Skeie [14] 的论文，论文所述模型对横截面弯曲所致的螺旋组件应力进行了解析计算。粘性 – 滑动模型基于由轴对称分析所确定的接触力。解析弯曲模型的主要优点是可以对螺旋单元逐一进行弯曲分析而无需如轴对称特性分析那样考虑整个横截面的完整模型，这可以确保计算方法非常灵活有效。解析弯曲模型所作的假定如下：

- 轴对称分析表明层间接触压力保持不变，故忽略弯曲本身导致的额外接触压力；
- 同一管道层螺旋单元之间的摩擦 / 接触忽略不计；
- 不包括端部效应，即弯曲在远离端部处发生；
- 假定横截面整体曲率保持不变。

25.5 非粘接柔性管的有限元分析 FE Analysis of Unbonded Flexible Pipe

25.5.1 静态分析 Static Analysis

非粘接柔性管的解析分析基于二维公式，并采用纵向平均恒定特性。使用分层分析模型时通常假定线性材料特性、无端部效应以及弯曲状态下曲率保持不变。

解析分析则用于对轴对称载荷进行载荷分布分析以及计算横截面的轴向、弯曲和扭转刚度特性。通过将整体响应时间序列作为外部载荷直接施加，解析分析还可用于计算一致疲劳应力。但对于复杂的非分层横截面、局部约束（例如夹具）、复杂载荷（轨道产生的接触载荷和安装过程中的拉伸载荷）、组件的屈曲 / 不稳定性以及其他复杂条件，就需进行全三维有限元分析。

使用详细三维有限元分析几乎可以克服解析方法的所有缺点。有限元分析的缺点如下：

- 由于计算机内存和速度限制，计算模型局限于较短长度和较少管道层；
- 需要高性能计算机和较长的计算时间；
- 计算局限于简单问题的载荷工况。

Abaqus/Explicit 非常适合于解决非粘接柔性立管问题。对于多个独立物体之间复杂的接触相互作用问题，Abaqus/Explicit 能够迅速进行分析。此外解决实质上是静态的高度非线性问题也非常有效，涉及复杂接触的准静态过程仿真通常就属于此类问题。

25.5.2 疲劳分析 Fatigue Analysis

海底柔性管的抗拉铠装层和抗压铠装层易受疲劳损伤并因此而限制柔性管的使用寿命 [10]。与曲率和有效张力相比，内部压力的变化非常小，因而通常忽略内部压力对疲劳损伤的影响。

Real Life 行业合作项目（JIP）制定了用于柔性立管的疲劳分析方法指南 [18]。柔性管的推荐分析方法类似于刚性立管所用的程序，刚性立管程序包括以下 5 个步骤：

- 采集环境载荷数据并确定载荷工况矩阵；
- 对立管系统进行整体分析，即评估步骤 1 确定的载荷在管道上产生的轴向力（张力，通常忽略扭转）和弯矩（曲率）；
- 将整体分析中确定的张力和力矩变换至专门用于计算管道各层应力的理论局部模型；
- 对管道进行局部应力分析，重点是评估抗拉铠装索的应力；
- 根据上一步骤计算得到的应力估算疲劳寿命。

此程序难以对柔性管进行疲劳分析。对于刚性管，可在整体分析中直接计算

应力；但对于柔性管，评估其内部管道层应力是比较困难的。因为柔性管的多层结构及对力学载荷的复杂响应，所以主要考虑其内部管道层之间的摩擦力，因而必须采用特殊方法。最近有几篇论文[13, 14, 19]开发了用于预测柔性管疲劳寿命的理论方法，重点在于计算抗拉铠装层中的应力。

Skeie 等人[14]提供了疲劳分析的一个样例，针对典型挪威环境条件下由转塔系泊浮式生产储卸装置操纵的脐带缆内的矩形交叉缠绕抗拉铠装层，如图 25.9 所示。

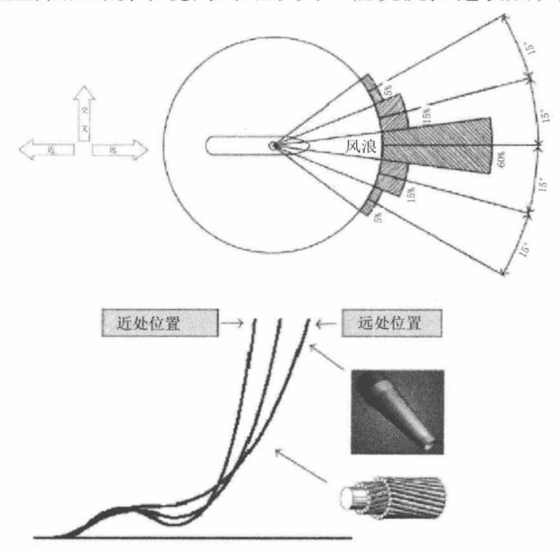


图 25.9　转塔系泊浮式生产储卸装置操纵的脐带缆[14]

疲劳分析的主要步骤如下：

● 将波浪散布图进行离散化并分成有代表性的块；各块都涵盖波浪散布图中的几种波浪状态；

● 对波浪散布图中的所有块进行整体响应分析；

● 将二轴曲率的并行时程及整体分析得到的有效张力作为输入数据，对所有疲劳加载状态进行螺旋层疲劳分析。

● 各疲劳载荷工况的短期螺旋层疲劳分析如图 25.10 所示，分析使用了以下程序：

● 确定所有位置 / 应力集中点的疲劳应力时程。该分析在各时程处都结合了轴对称分析和弯曲分析，因此可根据瞬时有效张力载荷对决定粘性 – 滑动弯曲响应的层间接触力予以更新；

● 对生成的疲劳应力时间进行雨流计数并确定循环直方图。

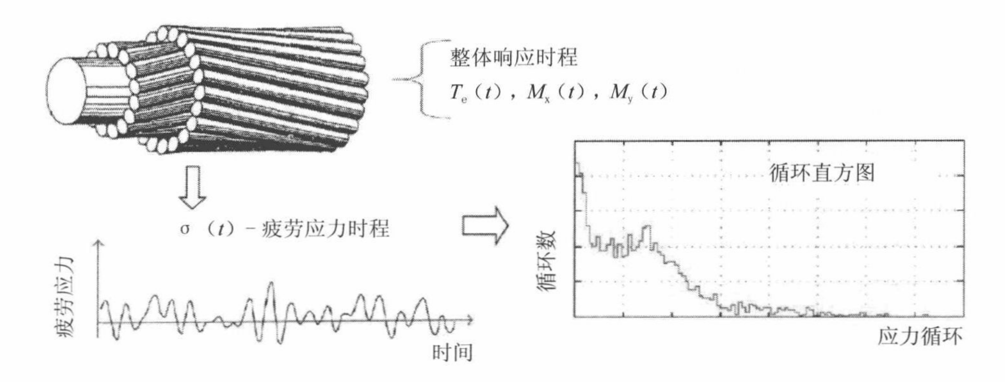


图 25.10　应力集中点 / 螺旋层位置的短期疲劳分析 [14]

25.6　参考文献 References

[1] Veritec, JIP Guidelines for Flexible Pipes, 1987.

[2] Y. Bai, and Q. Bai, （2005）, “Subsea Pipelines and Risers”, 2nd Edition, Elsevier Science Ltd.

[3] API, Specification for Unbonded Flexible Pipe, ANSI/API Spec 17J or ISO 13628–2, 3nd edition, July 2008, Effective Jan 2009, American Petroleum Institute.

[4] API, Recommended Practice for Flexible Pipe, API RP 17B/ISO 13628 –11, 4rd edition, June 2008, American Petroleum Institute.

[5] S. Berge and A. Olufsen, Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes, SINTEF Report STF70, A92006, 1992.

[6] P. Secher, A. Felix–Henry, Thermal Performances of the Flexible Bundled Risers, OTC 14322, 2002.

[7] J.A., Witz, “A Case Study in the Cross–section Analysis of Flexible Risers”, Marine Structures, 9, 885–904, 1996.

[8] J. A., Witz, and Z. Tan, Rotary Bending of Marine Cables and Umbilicals”, Engineering Structures, 17, 4, 267–275, 1995.

[9] S., Saevik, A Finite Element Model for Predicting Stresses and Slip in Flexible Pipe Armouring Tendons" , Computers & Structures, 46, 2 219–230, 1993.

[10] Y. Zhang, B. Chen, L. Qiu, T. Hill, and M. Case, State of the Art Analytical Tools Improve Optimization of Unbonded Flexible Pipes for Deepwater Environments, OTC 15169, 2003.

[11] Z., Tan, M., Case, and T., Sheldrake, ‘Higher Order Effects on Bending of Helical Armour Wire inside an Unbonded Flexible Pipe" , Proceedings of 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2005–67106, 2005.

[12] A. Bahtui, Development of a Constitutive Model to Simulate Unbounded Flexible Riser Pipe Elements, PhD thesis, Brunel University, 2008.

[13] H. Li, Flexible Pipe Stress and Fatigue Analysis, Master thesis, NTNU, 2010.

[14] G. Skeie, N. Sødahl, and O. Steinkjer, Efficient Fatigue Analysis of Helix Elements in Umbilicals and Flexible Risers: Theory and Applications, Journal of Applied Mathematics, Volume 2012, Article ID 246812,2012.

[15] S. Sævik, BFLEX2010– User Manual. MARINTEK, 2010.

[16] N. Sødahl, O. Steinkjer, and R. Bahiense, Helica Users Manual, DNV, 2009.

[17] K.I. Ekeberg, et al., Predicting, Measuring and Implementing Friction and Bending Stresses in Dynamic Umbilical Design, OTC – 17986, 2006.

[18] F. Grealish, R. Smith, and J. Zimmerman, New Industry Guidelines for Fatigue Analysis of Unbonded Flexible Risers, OTC 18303, 2006.

[19] J. R. M. Sousa, A Theoretical Approach to Predict the Fatigue Life of Flexible Pipes, Journal of Applied Mathematics, Article ID 983819, 2012.

第 26 章　增强热塑性塑料管的拉压强度

Tensile and Compressive Strengths of RTP Pipeline

26.1 引言 Introduction

增强热塑性塑料管（RTP）是一种多层非金属管，其中间布设有高强合成纤维，最初由 Akzo Nobel 于 20 世纪 90 年代初研发而成，其首次采用合成纤维来研发增强管系用于替换中压钢管，以响应陆上油气业应用中对非腐蚀性管道日益增加的需求。如图 26.1 所示，增强热塑性塑料管的典型结构包括以一层聚合物衬垫或隔层、一结构层以及一聚合物外覆盖层。内部衬垫的功能是为了形成防泄漏能力、具有耐腐蚀性，并控制着所输送的流体。结构层的功能是为了形成机械强度，以承受运行与安装期间所施加的载荷。结构层一般为平衡螺旋缠绕偶数圈芳纶纤维或其他类型增强纤维，纤维以螺旋缠绕索或热塑性树脂封装纤维增强带的方式使用。外覆盖层附加在结构层上部，以形成对安装和作业期间结构物的保护。

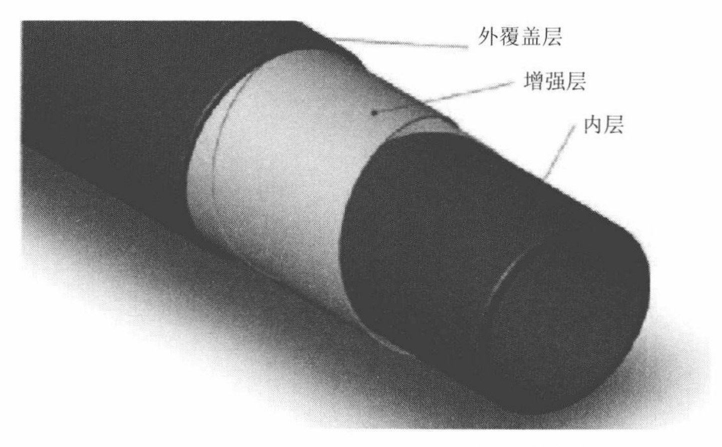


图 26.1　增强热塑性塑料管的典型结构

26.1.1 增强热塑性塑料管的材料 Materials of RTP

增强热塑性塑料管的内衬垫和覆盖层材料可以是聚乙烯（PE）、聚酰胺 11

或是聚偏二氟乙烯（PVDF）。典型热塑性材料的最大容许温度值如表 26.1 所示。但是，热塑性内垫层的最大容许作业温度却低于表中所列数值，其取决于生产用流体的侵蚀性及其浓度。

表 26.1　典型热塑性材料的容许温度值

材　料	温度范围
聚乙烯（PE）	65℃
聚酰胺 11（PA-11）	80℃
聚丙烯（PP）	80℃
聚偏二氟乙烯（PVDF）	130℃
聚氯乙烯（PVC）	65℃

一般应用于增强层的材料见下：

- 碳纤维：应用于重量轻、强度大、刚度高的增强型结构物；
- 玻璃纤维：耐化学腐蚀性有限，一般经由直接暴露于流体的树脂进行保护；相对较为便宜、力学性能良好；
- 芳纶、对位芳纶：应用于重量轻、强度大、刚度适中的增强型结构物；
- 钢条、缆线或绳索：应用于充气轮胎、软管等，与 ASTM D 2969 相符。

26.1.2　端部配件设计
End Fitting Design

增强热塑性塑料管的端部为端部配件，旨在维系管道结构的完整性，使内层和外覆盖层实现密封，并形成把张力和压力载荷传递至管道结构的固定装置。图 26.2 为增强热塑性塑料管的典型端部配件。一般而言，其介于管道与连接器之间，但也用作中线连接，在此端部配件被用于将两根增强热塑性塑料管接合在一起，而不采用对接法兰。



图 26.2　增强热塑性塑料管的典型端部配件 [1]

26.1.3　优点及应用 Advantages and Applications

柔性管和增强热塑性塑料管是两种应用于不同水下油田工程的复合管道。柔性管一般被应用于深水区，甚至深达数千米，而增强热塑性塑料管通常则用于陆上和离岸区域，其能够制作加工成连续性长管道，易卷绕、适合存放、运输和安装。在正常作业温度下，增强热塑性塑料管当其内径大小为 2"、3"、4" 和 6" 时可输送 ANSI 压力等级为 300、400、600 和 900 的产品。

相较于刚性钢管，增强热塑性塑料管对于油气输送的主要技术优点在于：

- 增强热塑性塑料管具有柔性，可盘绕成圈，施工安装简便迅速；
- 耐腐蚀性，包括酸腐蚀（H_2S）和无硫腐蚀（CO_2）应用；
- 极高的抗冲击强度。

抗拉强度和承压能力是增强热塑性塑料管的基本性能。如果抗拉强度不够，管道将发生屈曲并最终断裂。如果承压能力不够，管道受压时不稳定并最终出现压溃。因此，在推广增强热塑性塑料管时，对承受轴向载荷的增强热塑性塑料管的力学性能进行研究则意义更为深远。

26.2 规范要求 Code Requirements

经认可的柔性管工业标准系由美国石油学会（API）编制而成。有关柔性管的普遍接受的规范有：API RP 15S 可盘绕式增强塑料管的认定[2]、API RP 17B 柔性管推荐规程[3]、API 17J 非粘接柔性管技术规格[4]、API 17K 粘接柔性管技术规格[5]。

API RP 15S 内容涵盖如下：①产品构造；②原材料选择；③认定要求；④质量控制要求。其描述了全方面的产品试验计划，包括回归测试、循环试验、接合部试验、气体试验、弯曲试验和轴向载荷试验。

采用基于性能的设计是为了满足最低性能标准，其要求对失效机制和失效模式之间的关联性进行仔细评估。

26.3 RTP 管受拉性能 RTP Pipe under Tension

本节将对张力作用下的增强热塑性塑料管的主要失效特征进行试验性描述。

26.3.1 轴向拉伸试验 Axial Tensile Test

轴向拉伸原型试验系为不同的增强热塑性塑料管而设置，分为玻璃纤维增强式和芳纶纤维增强式。一般而言，试验用试样均由制造端部配件的制造商提供。在试验之前，需测定试样大小，测得的数据将用作理论分析和有限元分析的输入值。试验中所使用的增强热塑性塑料管由两层高密度聚乙烯（HDPE）和绞合芳纶缆线构成。在制造过程中，高密度聚乙烯内外层均通过热挤压而成型，而高密度聚乙烯基质则与缆线熔合而成。五种试样的大小如表 26.2 所示。

表 26.2 拉伸试验试样的大小

试样编号	试样长度 /m	平均外径 /m	平均壁厚 /mm
AT 1	0.82	0.14	14.9
AT 2	0.82	0.14	15.0
AT 3	0.82	0.14	15.2
AT 4	0.81	0.14	14.7
AT 5	0.81	0.14	14.9

26.3.1.1 试验设施和程序 Experimental Facilities and Procedure

相关试验系根据 ASTM D2105-2001 执行[6]。所有的拉伸试验均在 3000kN 电磁伺服控制万能试验机上进行。试样端部配件则通过法兰连接形式与试验机连接。试样轴线与试验机夹具对齐，以确保试样同心均匀加载。

26.3.1.2 试验结果 Experimental Findings

在不同类型增强热塑性塑料管的试验中，发现因材料和构件的不同而导致的两种不同失效模式。

- 模式 1：增强纤维断裂；
- 模式 2：弹性体屈服。

根据 API SPEC 17J[4]，聚乙烯（PE）的最大容许应变为 7.7%。因此，如果增强纤维在轴向应变达到 7.7% 之前断裂，则认为管道的失效模式为模式 1，失效表征为增强纤维的突然断裂。图 26.3 为玻璃纤维增强式增强热塑性塑料管，玻璃纤维增强热塑性塑料管的断裂一般表明其失效模式为模式 1。

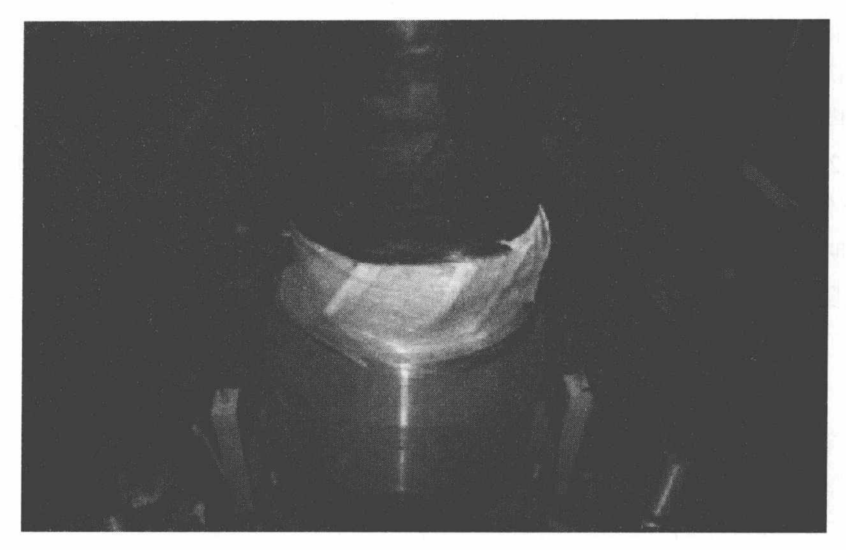


图 26.3　模式 1 中玻璃纤维的断裂

图 26.4 为经测定的玻璃纤维增强热塑性塑料管的载荷 - 伸长曲线。增强热塑性塑料管的断裂发生在张力达到 820kN 之时。含玻璃纤维增强层的增强热塑性塑料管会以模式 1 失效，而含芳纶纤维增强层的增强热塑性塑料管则会以模式 2 失效。

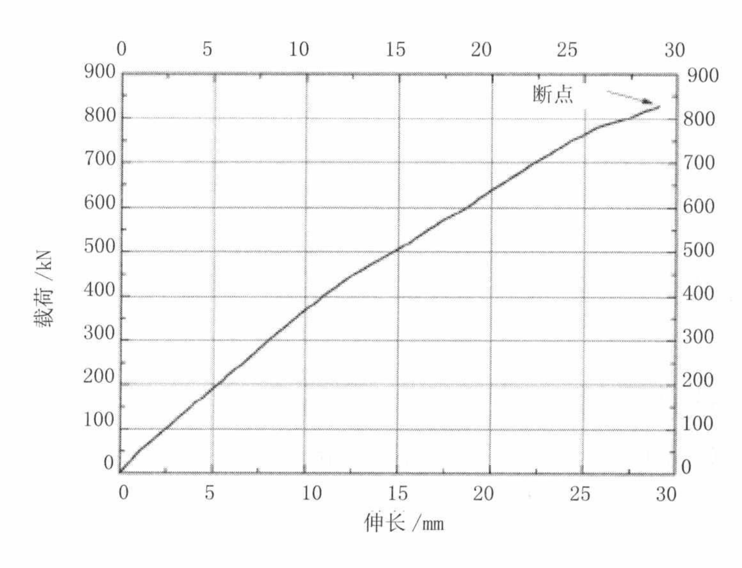


图 26.4　模式 1 的载荷 - 伸长曲线 [1]

如果管道的轴向应变在增强纤维断裂之前达到 7.7%，那么管道的失效模式可以认定为模式 2。一般而言，含芳纶纤维增强层的增强热塑性塑料管的失效模式为模式 2。本章的研究将专注于失效模式 2 的增强热塑性塑料管。与模式 1 不同，模式 2 的整个失效过程经由级联事件所启动。如图 26.5 所示，随着伸长的加剧，弹性体发生屈服（指 A 点），然后在管道的外表面出现撕裂。当伸长至足够程度时，出现明显的颈缩，管道的内层即发生压溃（指 B 点）。

随着继续伸长，管道末端与端部配件之间的连接发生失效（指 C 点）。

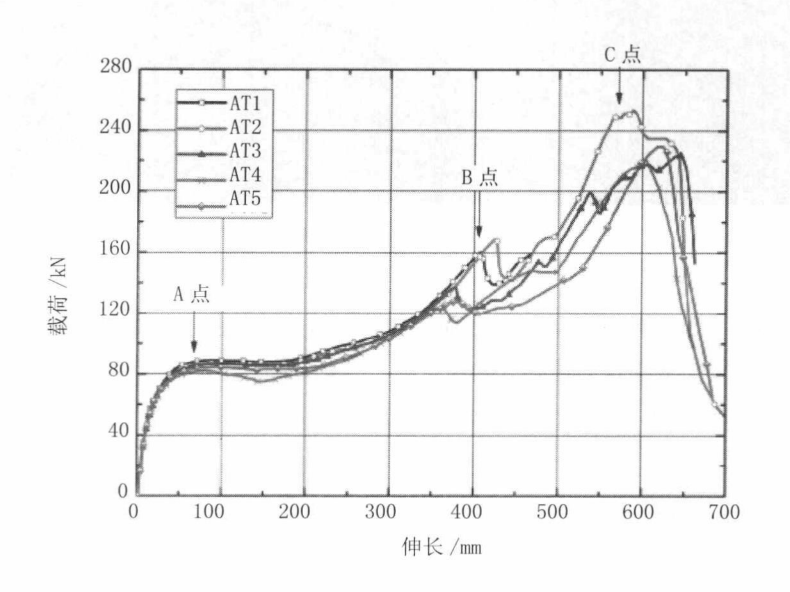


图 26.5　模式 2 的载荷 - 伸长曲线

因管道在 A 点发生屈服，曲线上从 A 点至 C 点部分在实际工程应用中被视为无效。

26.3.2　试验结果与有限元分析的比较 Comparison of Test Results with FE Analysis

试验和有限元分析的载荷与伸长曲线对比如图 26.6 所示。图中所有曲线的发展趋势均相同。有限元分析的平均屈服载荷为 88kN，而试验的数值则为 85kN，其相对误差很小，仅为 3.4%。

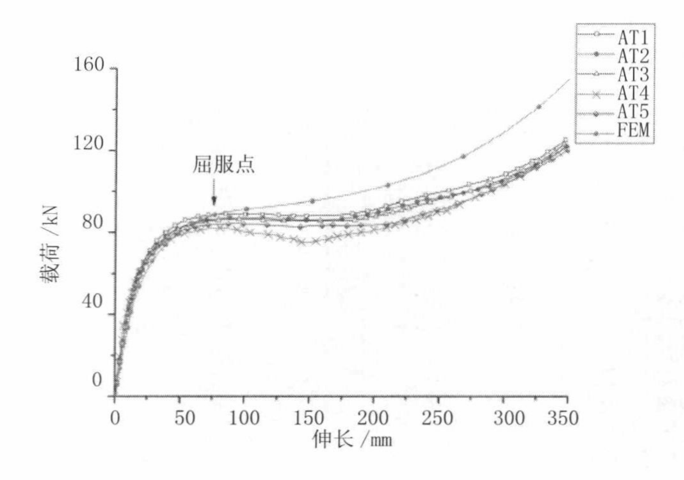


图 26.6　试验与有限元分析的载荷 – 伸长曲线比较

26.4　RTP 管受压性能 RTP Pipe under Compression

26.4.1　轴向压缩试验 Axial Compressive Test

轴向压缩原型试验系采用端部配件制造商所提供的试样进行。在试验之前，需为理论分析和数值仿真测定试样大小。

26.4.1.1　试验设施和程序 Experimental Facilities and Procedure

所选的试样长度是管道公称外径的两倍，其中几何缺陷呈代表性分布且使端部效应最小，而其长度缩短至适宜程度是为了避免整体屈曲。

试验系在 250kN 电子试验机上进行。需在试验过程中记录载荷与长度缩短的对比关系，包括后极限阶段。在试验期间，试样在试验机上定中心，以确保压缩

轴向载荷没有偏离中心点。如图 26.7 所示，试验系根据下述标准 ASTM D2105-01[7] 和 BS EN ISO 527[8] 进行。

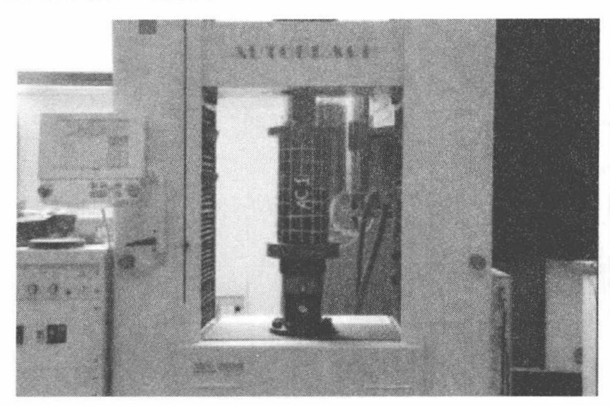


图 26.7 轴向压缩试验布置

26.4.1.2 试验结果 Experimental Results

图 26.8 为经测定的两种不同试样的载荷与长度缩短曲线对比。在管道端部附近出现膨胀，管道外表面起皱。当变形达到某一确定点时，发生压溃。试样的变形如图 26.9 所示。

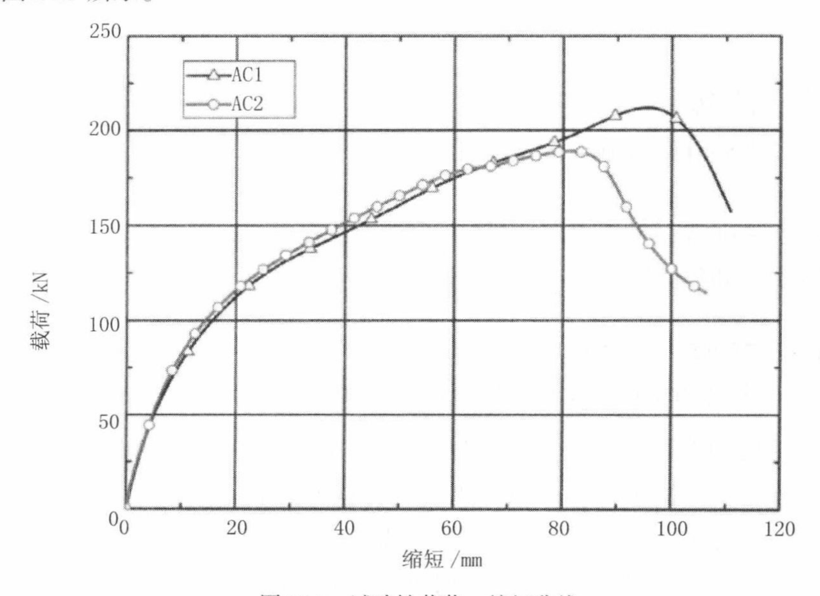


图 26.8 试验性载荷 – 缩短曲线

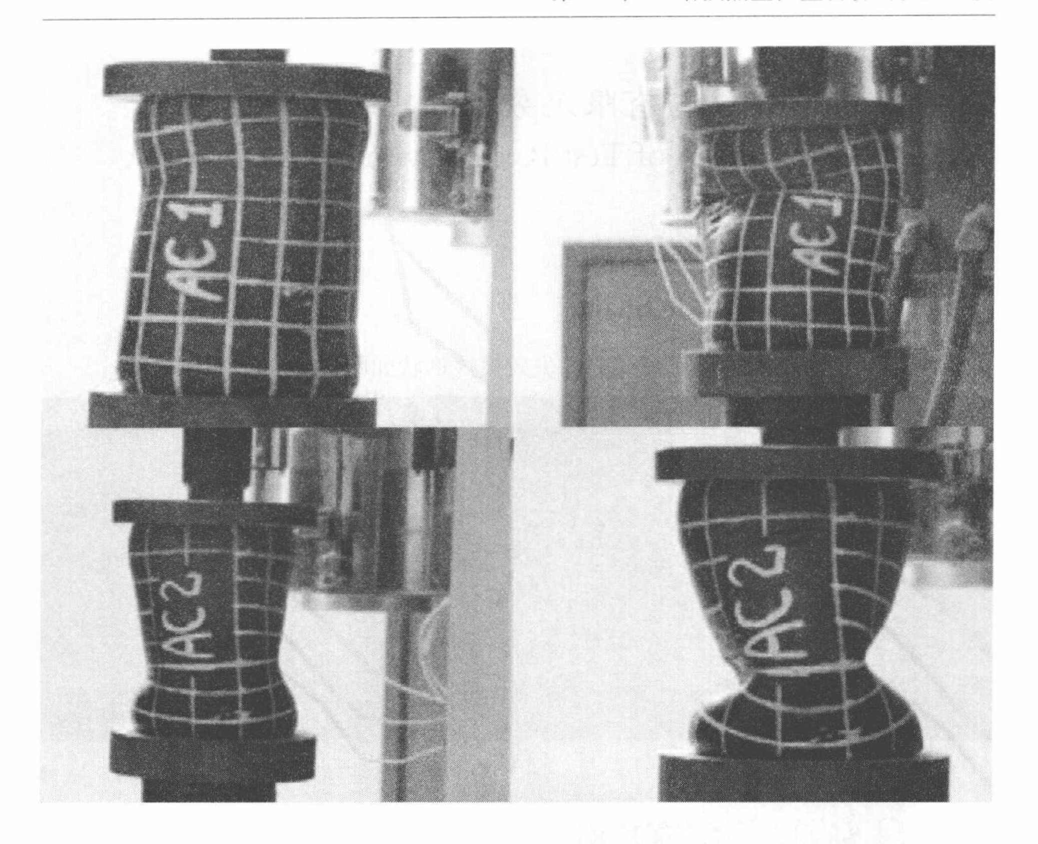


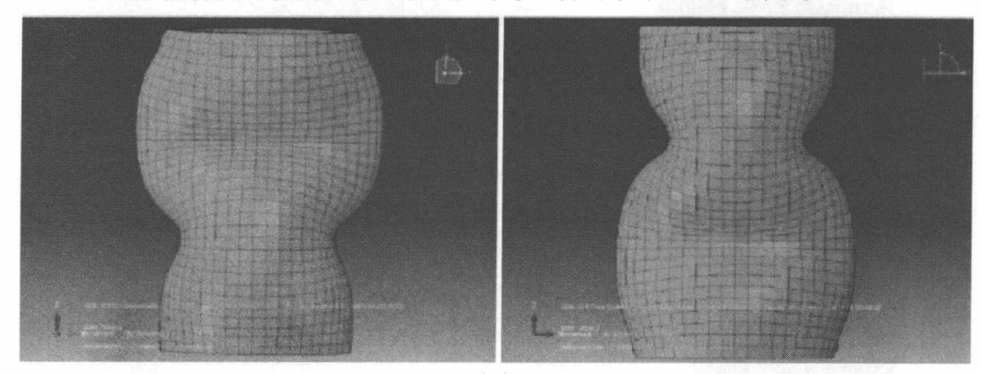
图 26.9　试样的变形和压溃

试样 AC2 的压溃载荷低于试样 AC1 的，因为试样 AC2 的初始缺陷较大。试样的初始缺陷较大时使得试样更易发生压溃，并最终降低承压能力。

26.4.2 试验结果与有限元分析的比较
Comparison of Test Results with FE Analysis

26.4.2.1 失效模式形状
Failure Mode Shape

源自数值仿真和轴向压缩试验的失效模式形状如图 26.10 所示。



（a）

（b）

图 26.10　为试验结果与有限元分析结果的失效模式比较 。

（a）ABAQUS 分析的屈曲模式　（b）试样 AC1 失效模式形状

26.4.2.2 载荷 – 缩短曲线 Load–Shortening Curves

源自轴向压缩试验和数值仿真的载荷 – 缩短曲线之比较如图 26.11 所示。曲线的形状相同，初始阶段近乎吻合。数值仿真和试验结果的压溃载荷之比较如表 26.3 所示。

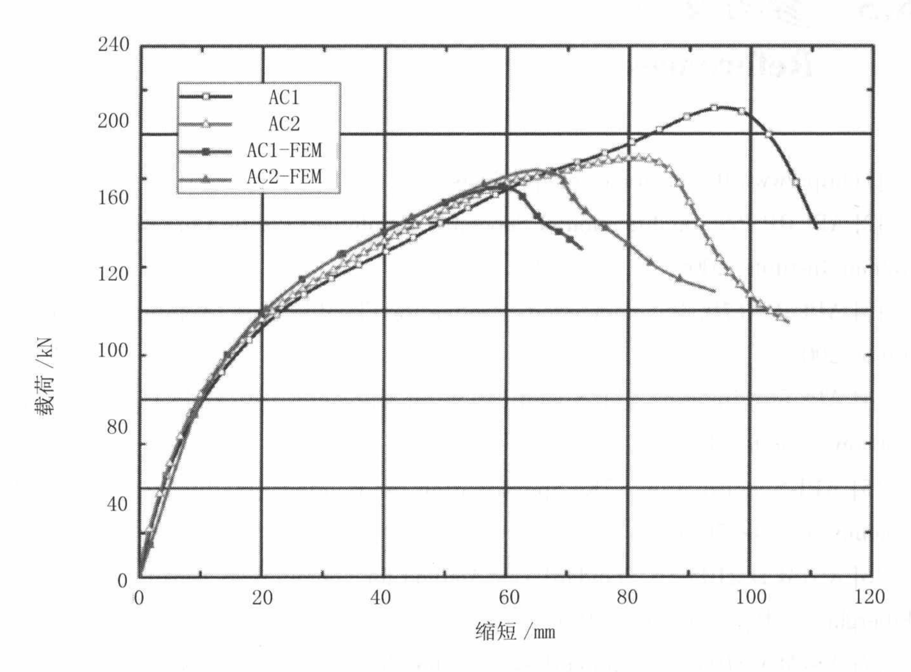


图 26.11　试验和有限元分析的载荷 – 缩短曲线

表 26.3　数值仿真和试验结果的压溃载荷

试样编号	数值结果 /kN	试验结果 /kN	相对误差
AC1	176	212	17.0%
AC2	184	189	2.6%

涵盖缠绕角为 ±55° 的两个增强层在内的增强热塑性塑料管的理论与有限元仿真系在轴向载荷作业下进行。分析结果与试验数据进行比较。在失效模式和压溃载荷的比较结果中得到合理的对应关系。

26.5 参考文献 References

[1] http://www.flexsteelpipe.com/products.

[2] API RP I5S, Qualification of Spoolable Reinforced Plastic Line Pipe, American Petroleum Institute, 2006.

[3] API RP 17B, Recommended Practice for Flexible Pipe, American Petroleum Institute, 2002.

[4] API Specification 17J, Specification for Unbounded Flexible Pipe, American Petroleum Institute, 2001.

[5] API Specification 17K, Specification for Bonded Flexible Pipe, American Petroleum Institute, 2001.

[6] ASTM D 2105-01 Standard Test Method for Longitudinal Tensile Properties of ‘Fiberglass’ Pipe and Tube, 2001.

[7] ASTM D2105-01, Standard Test Method for Longitudinal Tensile Properties of Fiberglass Pipe and Tube, 2001.

[8] BS EN ISO 527, Plastics-Determination of Tensile Properties, BSI, 2012.

第 27 章　增强热塑性塑料管的爆破强度

Burst Strength of RTP Pipeline

27.1 引言 Introduction

由于较佳的经济性、良好的耐腐蚀性并且易于安装，目前增强热塑性塑料管（RTP）在岸上和海上领域的应用日益广泛。增强热塑性塑料管通常由一根聚乙烯衬管、两层缠绕于衬管上的强化胶带以及一层聚乙烯外涂层构成，如图 27.1 所示。内衬管和外涂层管由高密度聚乙烯（HDPE）制成。

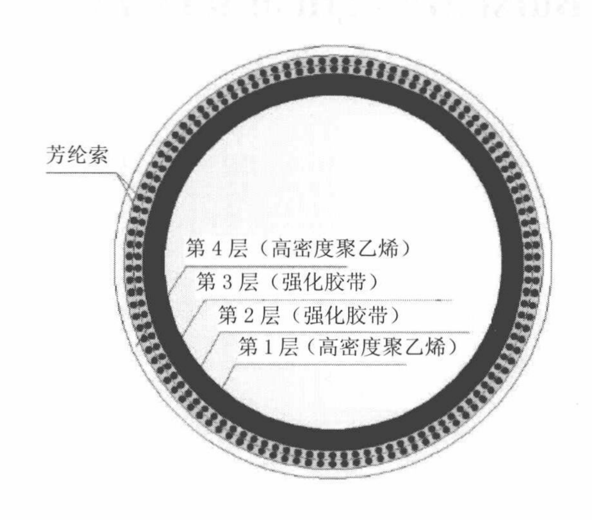


图 27. 1　增强热塑性塑料管的横截面

许多科研人员已经对内部压力作用下纤维缠绕结构的力学响应进行了研究。Xia 等人[1]基于三维各向异性弹性理论对内部压力作用下多层纤维缠绕复合管进行了应力分析。Kruijer 等人[2]根据静水压下增强热塑性塑料管的平面应变特征开发了多层“广义平面应变”模型。Kobayashi 等人[3]基于部分塑性厚壁圆柱体理论提出了一个用于纤维缠绕碳纤维增强复合管的弹塑性分析模型。Zheng 等人[4]在三维各向异性弹性和最大应力失效标准的基础上开发出用于预测 PSP（交叉螺旋缠绕钢丝增强塑料管）短期爆破压力的分析程序。Onder 等人[5]基于 Lekhnitskii

理论，通过使用 Tsai–Wu 失效标准及最大应变和应力理论提出用于预测压力容器爆破失效压力的弹性方法程序。

UMAT 子程序使用了基于减少层法的材料退化模型并由 Knight [6] 用于分析二维板的逐步失效。Xu 等人 [7] 确定了复合容器圆柱体部分的三维参变量有限元并用于研究复合容器的失效演化特性和失效压力，其主程序中整合了不同失效标准，例如 Hoffman、Tsai–Hill 和 Tsai–Wu 的最大应力标准。Liu 等人 [8] 全面综述了通过复合层板有限元分析对损伤和失效演化进行研究的最新成果。

在本章中，增强热塑性塑料管被视为厚壁圆柱体，其应力分布特征为广义平面应变。因为与管道相比，两层强化胶带的厚度相对较薄，所以为了简化分析可假定其应力是均匀的，其材料为横向均质，因而强化层的应变与均质材料的应变相同。用作失效标准的两种失效模式纤维失效和基体失效可用于确定增强热塑性塑料管的失效压力。需建立三维有限元增强热塑性塑料管模型并评估力学性能和最终失效压力之间的关系。可使用 Linde 等人 [9] 提出的模型对强化胶带特性进行仿真并预测增强热塑性塑料管的损伤演化和失效强度，仿真由 ABAQUS/ 标准非线性有限元分析工具的用户子程序（UMAT）进行。本章最后将有限元法和理论方法计算得到的失效压力与增强热塑性塑料管的实验爆破压力进行了比较。

27.2 实验分析 Experimental Analysis

27.2.1 材料性能 Material Properties

本分析将两种高密度聚乙烯用于衬管、涂层和基体。强化胶带通过将芳纶索嵌入高密度聚乙烯制成，并将高密度聚乙烯建模为线弹性材料。表 27.1 列出了用于高密度聚乙烯建模的正割模数和泊松比，正割模数应基于爆破试验的加载速度、温度和最大应变确定，而泊松比则可以根据 Kruijer [10] 假定为 0.4。

表 27.1 聚乙烯的力学性能

材料	PE100 （k=1）	PE100 （k=4）	PE100 （k=2,3）
正割模数 Ek /MPa	350（E_1）	390（E_4）	460（E_m）
泊松比 μ_k	0.4（μ_1）	0.4（μ_4）	0.4（μ_m）

强化胶带建模为线弹性横向均质材料。表 27.2 列出了 5 个独立常数 E_L、E_T、G_{LT}、G_{TT} 和 μ_{LT}（E 为杨氏模量、G 为剪切模量、μ 为泊松比、下标“L”代表（纤维）纵向而下标“T”则代表与纵向正交的两个横向）。强化胶带的损伤发生时的性能如表 27.3 所示。

表 27.2 强化胶带的横向均质弹性性能

E_L/MPa	E_T/MPa	G_{LT}/MPa	G_{TT}/MPa	μ_{LT}	μ_{TT}
20390	170	160	60	0.38	0.4

表 27.3 强化胶带损伤发生时的性能

σ_L^{ft}/MPa	σ_T^{ft}/MPa
770	6.0

27.2.2 爆破试验 Burst Tests

可根据 ASTM D 1599-99“塑料管、管形材料和配件短期承受水压的标准试验方法”[11] 进行爆破试验。按照程序 A 进行短期加载，所有试样的失效时间均为 20 世纪 60~70 年代。增强热塑性塑料管试样的长度为 760mm，管端为冲压钢配件。试验过程中增强热塑性塑料管可自由变形，此外，向增强热塑性塑料管内部施加

的压力持续而均匀地增加，直至试样失效。试验温度控制在 23~24℃，试验后的爆破试样如图 27.2 所示。



图 27.2　试验后的爆破试样

表 27.4 为增强热塑性塑料管的爆破压力测量值，试样的平均爆破压力为 35.3 MPa。需注意的是各试验试样均在管端配件附近发生失效。爆破试验表明内强化层（第 2 层）的纤维素首先发生失效，并对整根管道造成灾难性损伤。裂纹方向几乎都平行于外强化层（第 3 层）。

表 27.4　增强热塑性塑料管试样的爆破压力测量值

试样编号	失效时间 /min	爆破压力 /MPa
1	31	37.0
2	30	37.2
3	28	32.2
4	31	33.5
5	27	36.9
平均		35.3
S-SD		1.98

27.3 解析分析
Analytical Analysis

27.3.1 引言
Introduction

在解析分析中，将增强热塑性塑料管视为厚壁圆柱体。假定轴向变形为均匀分布，而两层均质层的应力和应变（ε_{zz} 和 σ_{zz} 除外）为非均匀分布，但为其半径的函数。按照以下程序进行分析：

- 首先，利用弹性力学理论推导出两层均质层的应力和应变函数；
- 其次，通过应变连续条件得到应力和应变函数；
- 最后，结合条件和平衡公式确定应变公式中的未知常数。

27.3.2 坐标系
Coordinate Systems

解析分析使用如图 27.3 所示的圆柱坐标系，坐标轴 r、θ 和 z 分别代表增强热塑性塑料管的径向、周向和轴向。强化胶带层的局部材料坐标系可表达为（L,T,r），其中 L 为缠绕方向，T 为平面中与芳纶索垂直的方向而 r 为法向，与圆柱坐标系的法向相同。α 是强化胶带层的缠绕角度，为 L 方向和 z 方向的夹角。

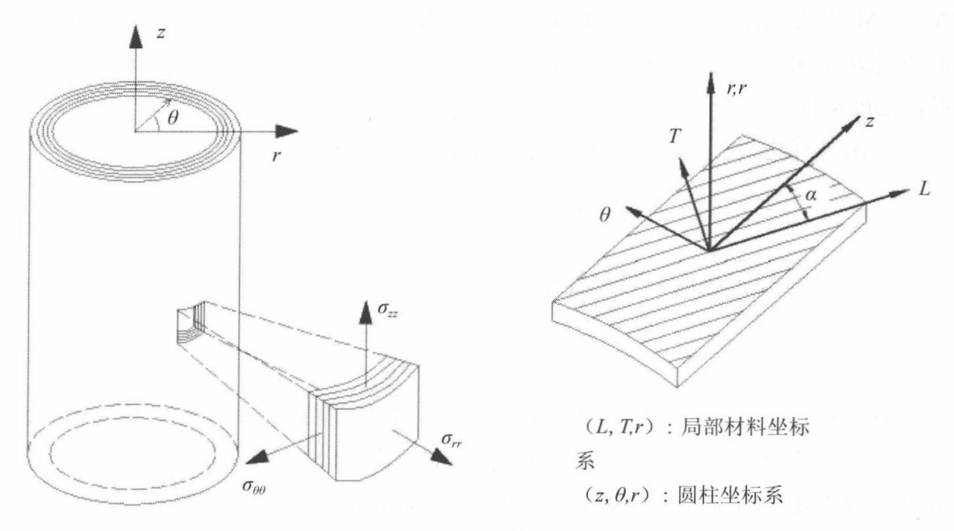


图 27.3　坐标系

数学解法基于 Zheng 等人 [4] 所开发的用于预测交叉螺旋缠绕钢丝增强塑料管短期爆破压力的模型，计算增强热塑性塑料管的短期爆破压力时使用三维各向异性弹性和最大应力失效标准，但不使用最大应变失效标准。

如果纤维索和聚乙烯之间能粘接良好，那么可以认为芳纶索的应变和芳纶索缠绕方向上聚乙烯的应变是相同的。因为芳纶索的杨氏模量要远大于聚乙烯，所以芳纶索中的应力将大大高于聚乙烯。当增强热塑性塑料管受到内部压力作用时，芳纶索首先达到其强度极限并断裂，导致增强热塑性塑料管失去纤维索的加强而在短时间内发生爆破。

各层应变的详细数学公式可参见论文 [12]。

27.4　有限元分析 Finite Element Analysis

需开发有限元模型用于对内部压力作用下增强热塑性塑料管的力学性能进行仿真。强化胶带损伤的仿真可采用 Linde 等人 [11]（2004）提出的模型，Abaqus 子

程序 UMAT 也使用了此模型。失效发生标准和损伤发展标准是 UMAT 模型的两个重要组成部分。失效发生标准与理论分析所用的失效标准是相同的，下节将介绍损伤发展标准。

当出现纤维失效时，纤维损伤变量 d_f 根据下式发生变化：

$$d_f = 1 - \frac{\varepsilon_{11}^{f,t}}{f_f} e^{\left(-C_{11}\varepsilon_{11}^{f,t}\left(f_f - \varepsilon_{11}^{f,t}\right)L^C/G_f\right)} \tag{27-1}$$

式中 L^c 为特征长度，与位置相关。基体损伤变量 d_m 的演化规律可表达为

$$d_m = 1 - \frac{\varepsilon_{22}^{f,t}}{f_m} e^{\left(-C_{22}\varepsilon_{22}^{f,t}\left(f_m - \varepsilon_{22}^{f,t}\right)L^C/G_f\right)} \tag{27-2}$$

强化层假定为横向均质。当损伤发展时，有效弹性矩阵可约化为两个变量 d_f 和 d_m，如表 27.5 所示。为提高收敛速度，可使用基于粘性规则化的技术对损伤变量进行规则化处理，经过规则化处理的损伤变量分别以 SDV3 和 SDV4 表达，为与方法无关的变量。

表 27.5　退化系数

弹性矩阵成分	退化系数
C_{11},C_{13} 和 C_{31}	$1-d_f$
C_{22},C_{23} 和 C_{32}	$1-d_m$
C_{12},C_{21} 和 C_{44}	$(1-d_f)(1-d_m)$
C_{33},C_{55} 和 C_{66}	1

采用 ABAQUS/ 标准非线性有限元分析软件在圆柱坐标系中建立长度为 760mm 的有限元模型，通过 8 节点线性实体降阶积分单元 C3D8R 生成增强热塑性塑料管网格，并将高密度聚乙烯建模为均质弹性材料。因为强化层首先受到损伤，所以分析中将不考虑高密度聚乙烯失效。模型网格包含 10000 个线性单元、20000 个复合单元以及 10000 个涂层单元。在参考点处利用运动耦合对各端的所有 6 个自由度进行约束。

对于无缺陷的理想有限元分析模型，失效通常在模型边界附近发生，并且多

个失效模式会同时出现，因而难以确定哪个模式导致了失效。为了研究失效模式，分析前可在理想有限元分析模型出现失效的区域增加一个初始缺陷。对于存在缺陷的有限元分析模型，有限元模型产生失效及失效发展都将出现在缺陷周围区域。第 2 层强化胶带层首先在纵向发生纤维损伤，然后第 3 层强化胶带层在横向发生基体损伤。与实验结果相比，可以认为增强热塑性塑料管的失效模式能够根据图 27.4 所示的纤维损伤演化和如图 27.5 所示的基体损伤演化进行预测。纤维和基体的损伤角接近 45 度，与如图 27.2 所示试验试样的失效角类似。

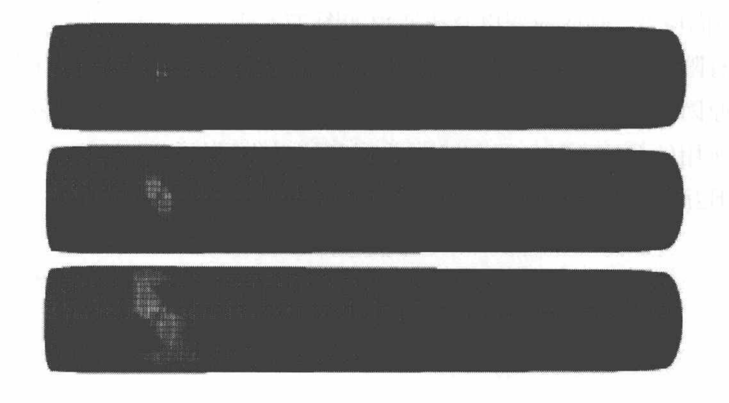


图 27. 4　第 2 层的纤维损伤演化（SDV3 轮廓图）

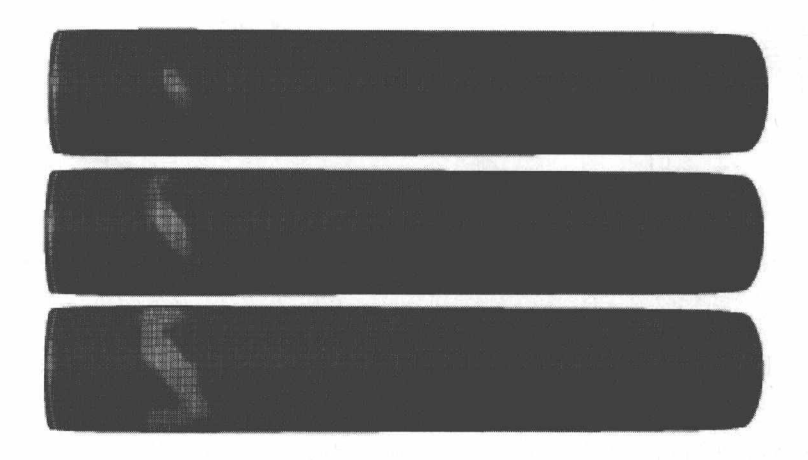


图 27. 5　第 3 层的基体损伤演化（SDV4 轮廓图）

27.5 结果与比较
Results and Comparison

失效发生前增强热塑性塑料管的力学特性由解析分析和有限元分析予以评估。预测的切向应变、轴向应变以及扭转角如图 27.6 所示。当压力小于 10 MPa 时，解析分析和有限元分析的计算结果非常一致。随着内部压力增加，结果的差异度也变大，其原因可能是有限元模型使用的边界条件及初始缺陷定义不同，也可能是解析分析所用的假定所致。虽然内强化层和外强化层分别产生正扭转力矩和负扭转力矩，但互相之间并不平衡，这可以从扭转角的存在得到证实。

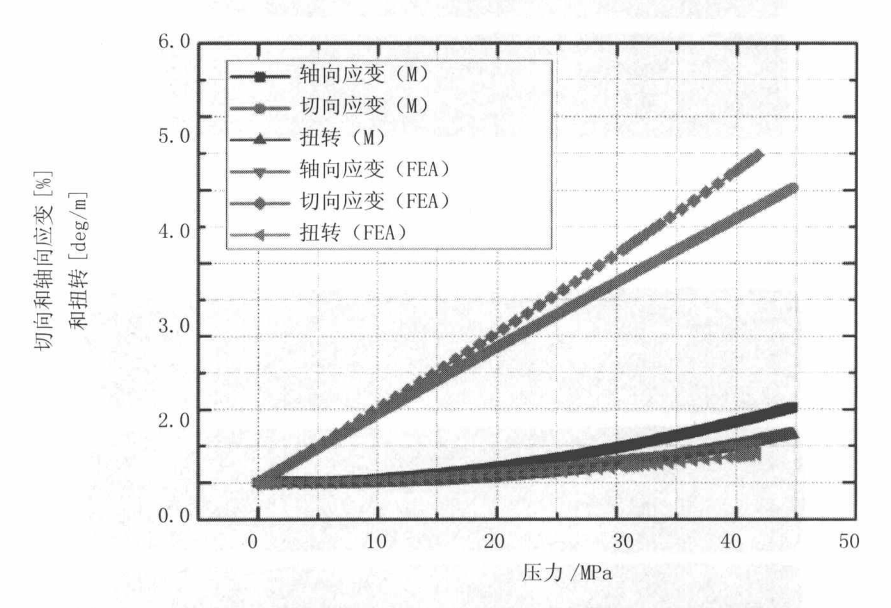


图 27.6　内部压力作用下增强热塑性塑料管的解析分析和有限元分析比较

表 27.6 为解析分析和有限元分析得到的爆破压力与实验数据的比较。解析分析预测的爆破压力要比实验数据高 26%，而有限元分析得出的爆破压力更接近实验结果，仅高出 18%。解析分析与实验数据的差异可能是解析分析所用的边界条

件所致，因为边界条件与实验条件并不一致。有限元分析对模型两端的六个自由度都进行了约束，这更类似于实际实验条件。

解析分析表明第 2 层纤维将首先失效，有限元法和实验数据得到的结果相同。有限元分析还可预测发生失效后裂纹的发展情况，其预测的裂纹方向接近于实验结果，表明有限元分析模型能够对失效发生后的特性进行预测。

表 27.6　不同方法得到的爆破压力

方法	解析分析	有限元分析	爆破试验
结果 /MPa	44.7	41.8	35.4

27.6　参考文献
References

[1] M, Xia, H Takayanagi and K. Kemmochi, Analysis of Multi-layered Filament-wound Composite Pipes under Internal Pressure, Composite Structures, Vol 53, pp. 483-491, 2001.

[2] M.P. Kruijer, L.L. Warnet and R. Akkerman, Modelling of the Viscoelastic Behavior of Steel Reinforced Thermoplastic Pipes, Composites, Part A, 37, pp. 356-367, 2006.

[3] S. Kobayashi, T. Imai, and S. Wakayama, Burst Strength Evaluation of the FW-CFRP Hybrid Composite Pipes Considering Plastic Deformation of the Liner, Composites, Part A, 38, pp 1344 1353, 2007.

[4] J.Y. Zheng, X. Li and P. Xu, Analysis on the Short-Term Mechanical Properties of Plastic Pipe Reinforced by Cross Helically Wound Steel Wires, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol 131, 2009.

[5] A. Onder, O. Sayman, T. Dogan, and N. Tarakcioglu, Burst Failure Load of Composite Pressure Vessels, Composite Structures, 89, pp. 159-166, 2009.

[6] N.F. Knight, User-defined Material Model for Progressive Failure Analysis, NASA/CR-2006-214526, 2006.

[7] P. Xu, J.Y. Zheng and P.F. Liu, Finite Element Analysis of Burst Pressure of Composite

Hydrogen Storage Vessels, Materials and Design, Vol 30, pp. 2295–2301, 2009.

[8] P.F. Liu, and J.Y. Zheng, Recent Developments on Damage Modeling and Finite Element Analysis for Composite Laminates: A Review, Materials and Design, Vol 31, pp. 3825–3834, 2010.

[9] P. Linde, J. Pleitner, H Boer and C. Carmone, Modelling and Simulation of Fibre Metal Laminates, ABAQUS Users' Conference, pp. 421–439, 2004.

[10] M.P. Kruijer, L.L. Warnet, and R. Akkerman, Analysis of the mechanical properties of a reinforced thermoplastic pipe (RTP), Composites, Part A, 36, pp. 291–300, 2005.

[11]ASTM D 1599–99, Standard Test Method for Resistance to Short–Time Hydraulic Pressure of Plastic Pipe, Tubing, and Fittings, American Society for Testing Materials, 2003.

[12] Y. Bai, F. Xu, P. Cheg, M. F. Badaruddin, and M. Ashri, "Burst Capacity of Reinforced Thermoplastic Pipe under Internal Pressure", OMAE 2011 –49325, Rotterdam, The Nethelands.

第 28 章　增强热塑性塑料管的压溃

Collapse of RTP Pipeline

28.1 引言
Introduction

过去十年间，增强热塑性塑料管（RTP）已广泛应用于陆上石油的输送；但因其抗压溃强度低，离岸应用中的增强热塑性塑料管正面临着诸多问题。我们应更多关注外部压力作用下增强热塑性塑料管的压溃[1]。增强热塑性塑料管一般由外涂层、增强带和内衬垫构成，如图 28.1 所示。内衬垫和外涂层均为高密度聚乙烯（HDPE）材料，中间的增强层则采用增强带（通常为每一层两条带）通过螺旋缠绕而形成[2]。在条带中嵌入芳纶索，以增强抗拉强度并阻止管道的内部压力。管道的外涂层则充当保护层。图 28.2 为增强热塑性塑料管的典型横截面，其中采用两个增强层。

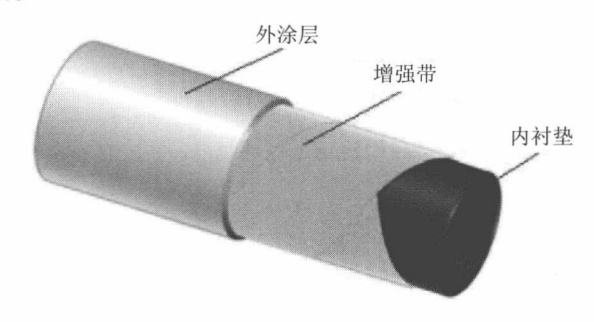


图 28.1　增强热塑性塑料管的结构



图 28.2　增强热塑性塑料管的横截面

在过去几十年里，人们已对承受外部压力的层压复合材料管道的屈曲 / 压溃和前屈曲性能给予了更多关注。过去曾采用二维非线性公式来分析管道在外部压力作用下的屈曲响应。发现初始几何缺陷、残余应力和初始非弹性各向异性均对管道的外部耐压性产生影响[3]。一阶层压各向异性板理论和 Ritz 法均被用于构建外部压力作用下厚壁复合管道的屈曲模型。尤其是对厚壁管道而言，因为将剪切变形包括在内，因此所得到的屈曲载荷较低[4]。曾就前屈曲变形对拱形结构物的失效压力的影响展开了研究。建议采用数学公式来计算前屈曲变形[5]。为计算钢纤维增强管道的等效刚度参数，通常采用矩形模型或外呈矩形而内呈圆形的模型[6]。需构建基于厚壁管道的理论模型，以对复合张力、弯曲和外部压力作用下的管道压溃进行研究。等向硬化的 J2 流动理论曾用于为钢塑性建模。理论预测表明与有限元法一致[7]。

本章所讨论的承受外部压力的增强热塑性塑料管压溃系根据 Bai 等人[8,9]论文中的解析分析和有限元分析。

28.2　增强热塑性塑料管压溃的解析分析 Analytical Analysis of RTP Collapse

28.2.1　运动学 Kinematics

压溃解析分析系用于二维增强热塑性塑料管环，其平均半径 R 和总厚度 t 如图 28.3 所示[10]。增强热塑性塑料管环由四层材料构成，假定每一层之间不发生相对滑动。外部压力被均匀施加于增强热塑性塑料管横截面的外表面上。极坐标系的原点位于管环的中心点。坐标 z 系从管道中间面（图中虚线所示）测定的半径距离。图 28.4 为剪切载荷作用下的管道横截面的变形。模型中间面上的点位移可采用变量 w 和 v 表示。变量 w 表示沿着半径方向位移，而 v 则表示轴向位移。

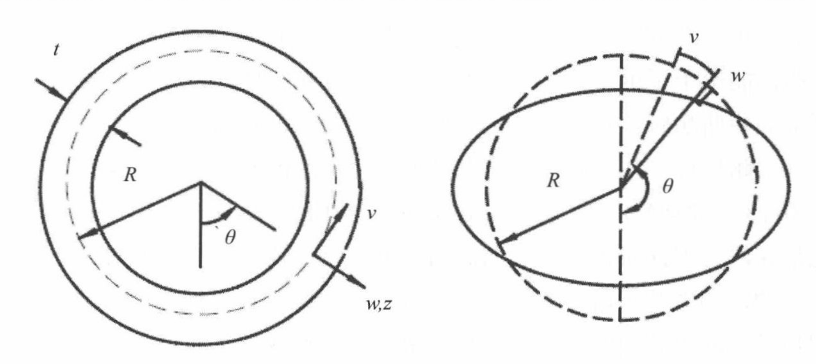


图 28.3　坐标系和几何参数

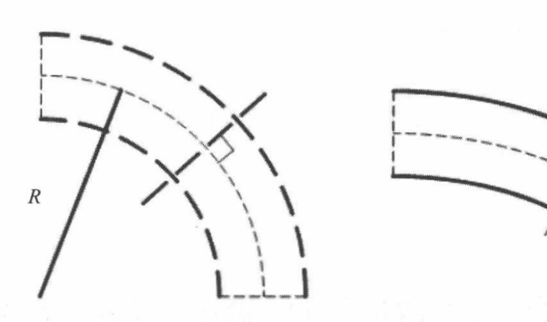


图 28.4　剪切变形图示

位移与应变之间的关系如下所示[11~14]：

$$\varepsilon_{\theta}^{L}=\frac{v'+w}{R+z} \tag{28-1}$$

$$\varepsilon_{\theta}^{N}=\frac{1}{2}\left(\frac{v'+w}{R}\right)^{2}+\frac{1}{2}\left(\frac{v-w'}{R}\right)^{2} \tag{28-2}$$

$$k_{\theta}=\frac{v'-w''}{R^{2}}\Bigg/\sqrt{1-\left(\frac{v-w'}{R}\right)^{2}} \tag{28-3}$$

$$\varepsilon_{\theta}=\varepsilon_{\theta}^{L}+\varepsilon_{\theta}^{N}+z\left(k_{\theta}+\frac{\gamma_{\theta}'}{R}\right) \tag{28-4}$$

$$\gamma_{r\theta}=\gamma \tag{28-5}$$

式中：（・）' 为变量相对于 θ 的微分。分析中的正应变和剪切应变分别用 ε_{θ} 和 $\gamma_{\theta r}$ 表示。ε_{θ}^{L} 和 ε_{θ}^{N} 表示周向正应变的线性和非线性部分，而 k_{θ} 则表示横截

面的曲率变化。总的正应变最后表示为式（28–5）。

28.2.2 增强热塑性塑料管的各层材料 Layer Materials of RTP

28.2.2.1 聚乙烯 PE

自从 20 世纪 50 年代中期作为管系材料首次应用以来，聚乙烯（PE）已成为使用最广并被广为认可的热塑性管系材料。考虑到聚乙烯的力学性能是弹性、粘性、塑性和一些其他特性的复杂组合，在本构模型简化使用中仅采用其弹性应变和塑性应变。

28.2.2.2 增强层 Reinforced Layer

如图 28.5 所示的增强层系由聚乙烯和芳纶索构成，属于同质层。将增强层划分成多个均质单元并调整为体积表征单元，如图 28.6 所示。两种单元形式中的芳纶面积相同。采用等效刚度可得出局部坐标系中所表述的增强层的刚度参数，其为聚乙烯刚度参数乘以一个比例系数。应予注意，芳纶索的压缩刚度和抗剪刚度忽略不计，假定不同方向上的刚度参数之比为常数。

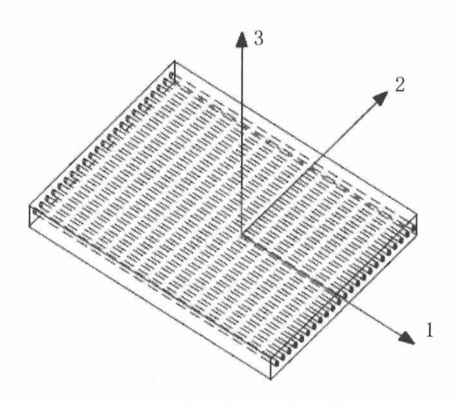


图 28.5　增强带的局部坐标系

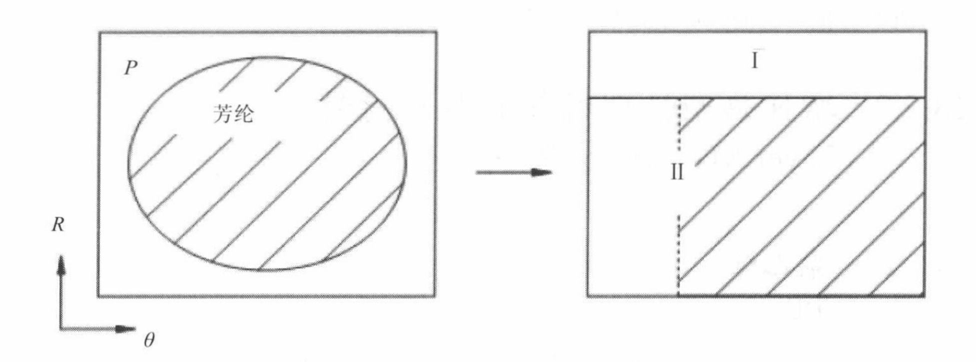


图 28.6 体积表征单元

因此，增强层的力学参数被表示为式（28–6）~ 式（28–8）。

$$
\begin{aligned}
E_1 &= E_{PE}V_{PE} \\
E_2 &= E_{PE}(1-V_1) \\
E_3 &= E_{PE}\left(1-\frac{V_A}{V_1}\right)
\end{aligned}
\tag{28-6}
$$

$$
\begin{aligned}
G_{12} &= G_{PE}\left(1-\frac{V_A}{V_1}\right) \\
G_{23} &= G_{PE}(1-V_1) \\
G_{31} &= G_{PE}\left(1-\frac{V_A}{V_1}\right)
\end{aligned}
\tag{28-7}
$$

增强层的柔性矩阵则表示为：

$$\overline{S}=T\cdot S\cdot T^{T} \tag{28-8}$$

矩阵 S 和 T 的详细表述可参见 Bai 的论文[12]。

28.2.2.3 材料塑性 The Material Plasticity

平面应力系用于增强层（$\sigma1$、$\sigma3$、$\tau13$ 和 $\tau23$ 均等于 0），θ 方向上的应力 – 应变关系如下：

$$\varepsilon_{\theta}=\overline{S}_{2,2}\cdot\sigma_{\theta}+\overline{S}_{2,6}\cdot\tau_{12} \tag{28-9}$$

等向硬化的塑性增量 J2 流动理论被用于为聚乙烯的塑性性能建模。

$$\mathrm{d}\varepsilon_{ij}^{P}=\frac{1}{H}\frac{9}{4\sigma_{e}^{2}}\left(s_{ij}\cdot\mathrm{d}\sigma_{ij}\right)s_{ij} \tag{28-10}$$

式中：

$$\sigma_e^2 = \frac{3}{2} s_{ij} s_{ij} \tag{28-11}$$

而且式（28–10）中的 H 可经由校正单轴向拉伸试验来确定。

图 28.7 为试验中经测定的高密度聚乙烯（HDPE）应力 – 应变关系。非加载路径表示为虚线。在解析模型中，假定当材料不加载时其将回复至弹性状态，而当等效应力增加至所经历的最大等效应力时则再次发生屈服。

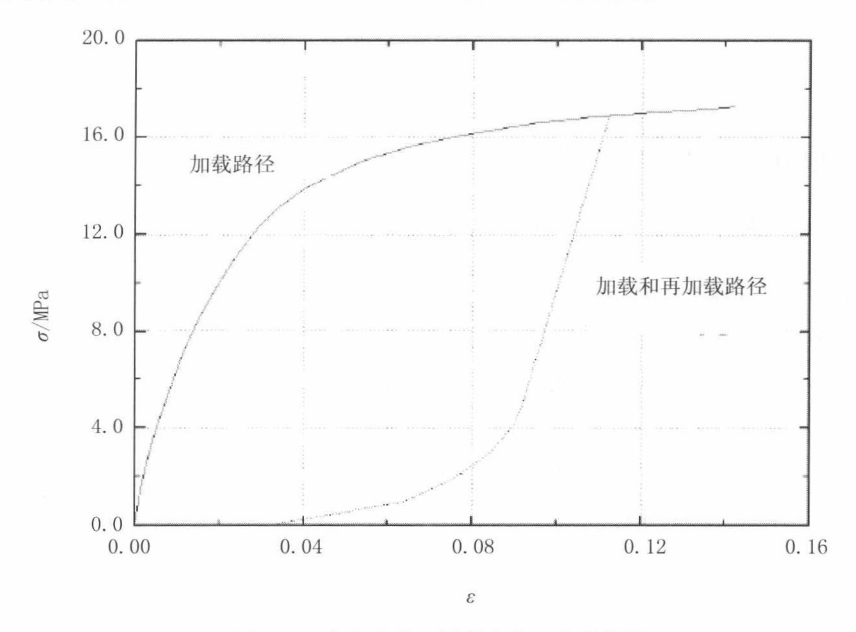


图 28.7　高密度聚乙烯的应力 – 应变关系

增量形式的应力 – 应变关系如下：

$$\dot{\varepsilon}_\theta = \frac{1}{E}\left[-\nu + Q\left(-2\sigma_\theta^2\right)\right]\dot{\sigma}_\theta \tag{28-12}$$

式中：

$$Q = \begin{cases} 0 & \sigma_e \leqslant \sigma_{max} \\ \dfrac{1}{4\sigma_e^2}\left(\dfrac{E}{E_t} - 1\right), & \sigma_e \geqslant \sigma_{max} \end{cases} \tag{28-13}$$

剪切应变所致的塑性应变忽略不计，因为这部分塑性应变很小；而且由此将

提高计算效率。

28.2.3 虚功原理
Principle of Virtual Work

在静力学中，虚功原理可用于解决增强热塑性塑料管的平衡问题。当增强热塑性塑料管处于平衡状态时，则须满足下式：

$$2R\int_0^{\pi}\int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}}\left(\hat{\sigma}_{\theta}\,\delta\dot{\varepsilon}_{\theta}+\tau_{r\theta}\delta\dot{\gamma}_{r\theta}\right)\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z=\hat{P}\delta V \tag{28-14}$$

式中：（$\dot{\bullet}$）为变量的虚拟增量。式（28-14）的右边是压力载荷所致的虚功增量，也即压力与虚拟体积变化之积。

$$\delta V=R\int_0^{2\pi}\left[\delta w+\frac{1}{2R}\left(2\hat{w}\delta w+2\hat{v}\delta v+\hat{w}\delta v'+\hat{v}'\delta w-\hat{v}\delta w'-\hat{w}'\delta v\right)\right]\mathrm{d}\theta \tag{28-15}$$

假定，管道的变形呈轴对称，即 θ=0。变量（w、v 和 γ）是 θ 的函数，其可通过下述系列扩展式取近似值：

$$w\cong Ra_0+R\sum_{n=1}^{N}a_n\cos(n\theta)+R\sum_{n=1}^{N}b_n\sin(n\theta)$$

$$v\cong R\sum_{n=2}^{N}c_n\cos(n\theta)+R\sum_{n=2}^{N}d_n\sin(n\theta)$$

$$\gamma\cong R\sum_{n=1}^{N}e_n\cos(n\theta)+R\sum_{n=1}^{N}f_n\sin(n\theta) \tag{28-16}$$

把式（28-15）和式（28-16）代入式（28-14），可通过求解未知数得到 6N−1 非线性代数式

$$\left\{\dot{\alpha}_0,\ \dot{\alpha}_1,\ ...\dot{\alpha}_N,\ \dot{b}_1,\ ...\dot{b}_N,\ \dot{c}_2,\ \dot{c}_3,\ ...\dot{c}_N,\ \dot{d}_2,\ \dot{d}_3,\ ...\dot{d}_N,\ \dot{e}_1,\ \dot{e}_2,\ ...\dot{e}_N,\ \dot{f}_1,\ \dot{f}_2,\ ..\dot{f}_N,\right\}$$

为正确识别压力不稳定性的极限值，也可通过规定单位长度管道所包含的体积增量来完成压力加载。然后，P 则成为附加的未知变量并存在下述附加式：

$$\hat{v}=\pi R^2+R\int_0^{2\pi}\left[\hat{w}+\frac{1}{2R}\left(\hat{v}^2-\hat{v}\hat{w}'+\hat{v}'\hat{w}+\hat{w}^2\right)\right]\mathrm{d}\theta \tag{28-17}$$

因此，就确定了系列非线性代数式，包括 6N 未知数 $\{\alpha_0,\ \alpha_1,\ ...\alpha_N,\ b_1,\ ...b_N,\ c_2,\ c_3,\ ...c_N,\ d_2,\ d_3,\ ...d_N,\ \dot{e}_1,\ \dot{e}_2,\ ...e_N,\ f_1,\ f_2,\ ..f_N,\ P\}$。

28.2.4 半径和壁厚的修正 Amendment of Radius and Wall Thickness

在外部压力所致的变形期间，壁厚增加时管道的平均半径减小，这两种变化均有助于加强针对外部压力的抗压溃强度。忽略一般用于薄壁管分析的平均半径和壁厚的前屈曲变形，则会在增强热塑性塑料管设计中因其壁厚而产生明显错误。因此，在解析模型中需添加平均半径变化和壁厚变化形式的前屈曲变形。

内部压力 $\dot{P}$t 增量所产生的平均半径的变化可通过下式计算：

$$\varepsilon_{\mathrm{Ri}} = \frac{p_{\mathrm{i}} R_{\mathrm{i-1}}}{E_{\mathrm{t}} A_{\mathrm{i-1}} + \dfrac{E_{\mathrm{t}} I_{\mathrm{i-1}}}{R_{\mathrm{i-1}}^2}} \tag{28-18}$$

式中：EA 为抗拉刚度，EI 为管道的抗弯刚度。平均半径和壁厚如下：

$$R = R_0\left(1 - \sum_{\mathrm{i=1}}^{N} \varepsilon_{R\mathrm{i}}\right) \tag{28-19}$$

$$t_{\mathrm{j}} = t_{\mathrm{j0}}\left(1 + v\sum_{\mathrm{i=1}}^{N} \varepsilon_{R\mathrm{i}}\right) \tag{28-20}$$

式中：下标“0”表示变量初始值，j 为层数。在开始每一个加载步骤时，需修正 R 和 t。

28.2.5 解析方法 Analytical Method

高斯积分法被用于简化积分运算。横截面分别被离散为 γ 和 θ 方向上的 l 和 m 单元。四分之一横截面如图 28.8 所示。

通过将初始小位移即 $\overline{w}$ 和 $\overline{v}$ 添加至无缺陷管道的方式来引入初始缺陷。初始位移产生一定程度的初始椭圆度（Δ_0）并经由下式给出：

$$\overline{w} = \Delta_0 \cos(2\theta),\ \overline{v} = \frac{\Delta_0}{2}\sin(2\theta) \tag{28-21}$$

将 Newton-Raphson 法应用于迭代求解 6N 非线性代数式。如图 28.9 所示，应提前定义所需参数，如几何尺寸、材料参数、初始缺陷和高斯积分点分布。第

一步加载时，最初通过初始数值来平衡 6N 公式。当新规定体积大小后，将迭代求解括号内新的变量值，直至满足收敛性判定准则。在每一步加载步骤中，均更新平均半径和壁厚，以及应变、应力和等效应力。

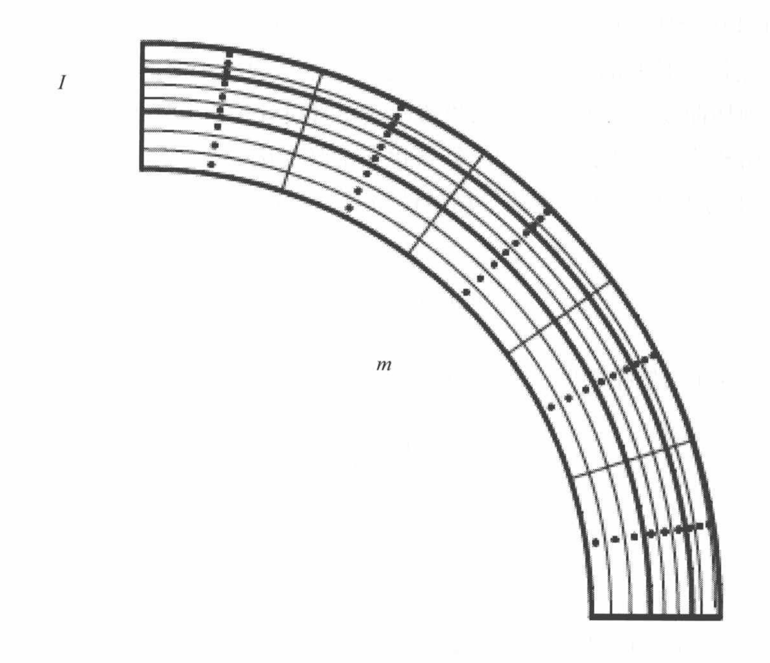
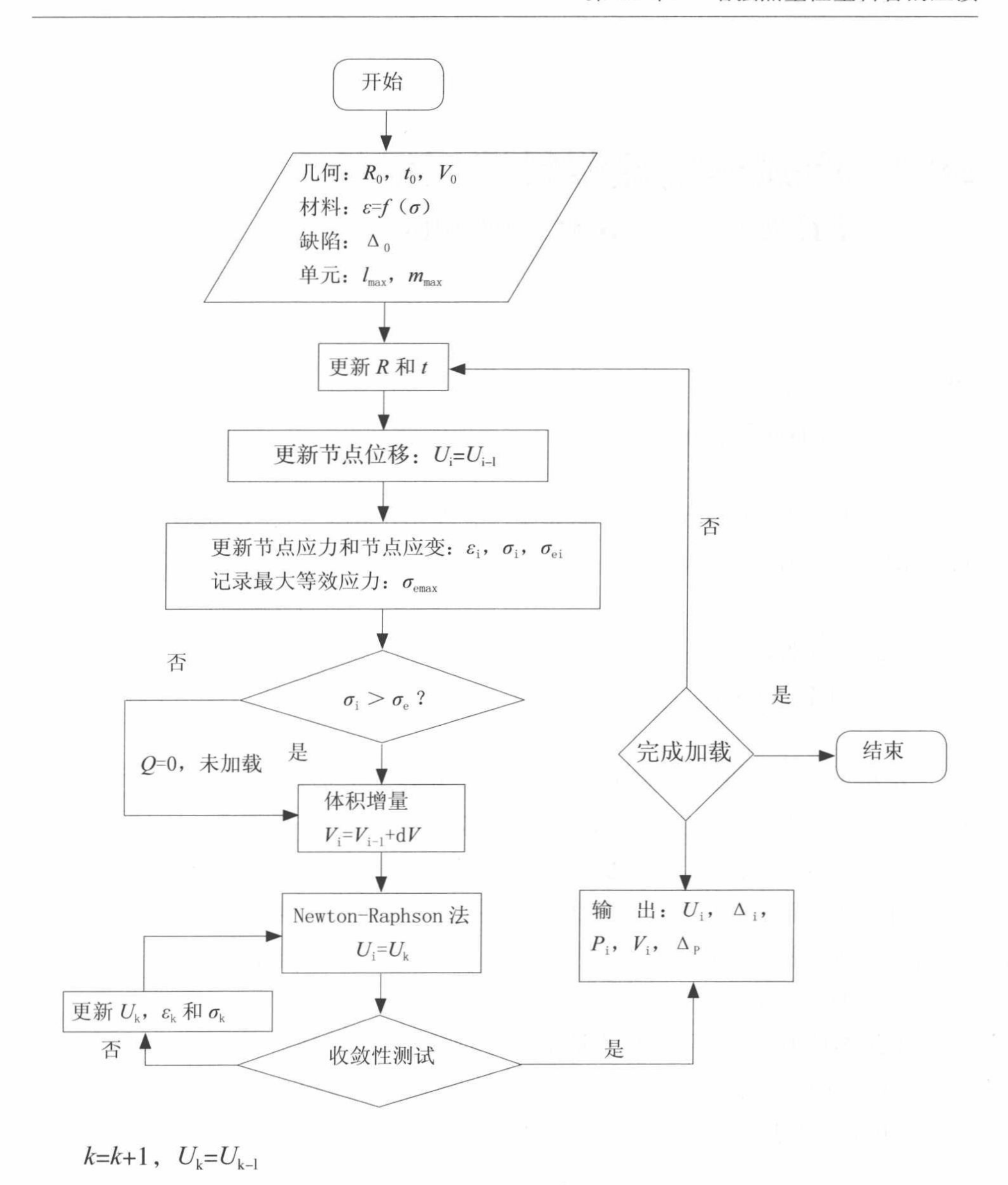


图 28.8　高斯积分点分布



$k=k+1$，$U_k=U_{k-1}$

图 28.9　解析分析程序流程图

在每一步加载步骤开始之时，需更新位移、应变和应力值；需记录最大等效应力 $\sigma_{e\,max}$。前一加载步骤结束时的变量值被设置为后一步骤的初始值。通过比较 σ_e 和 $\sigma_{e\,max}$ 的数值，为下一步骤中的某个单元选择进行加载或卸载。MATLAB 系用于完成流程图所设置的分析工作。

28.3 增强热塑性塑料管压溃的有限元分析 FE Analysis of RTP Collapse

28.3.1 引言 Introduction

增强热塑性塑料管压溃的分析系采用有限元分析法，并与解析法进行比较。现在采用通用型商用有限元程序 ABAQUS 来仿真增强热塑性塑料管的压溃。

28.3.2 有限元建模 FE Modeling

开发 ABAQUS 有限元模型，系用于验证解析分析。选择采用 8 节点二阶降阶积分平面应力单元 CPS8R 来为管道横截面建模。与解析分析相同，轴向应力忽略不计。图 28.10 为横截面在厚度方向上划分为 6 个单元，周向上为 160 个单元。

沿着外表面施加有静水压的横截面来确立两个对称边界条件。等向硬化的塑性 J2 流动理论被用于描述材料的塑性性能。本模型中的纤维忽略不计，因其受到压缩，而且压缩刚度很小。

根据本征值分析，与最低本征值相符的模态形状系椭圆形。这一模态形状的节点位移在乘以一个较小比例因子后被添加至无缺陷管道上，以生成管道的初始缺陷。Riks 法被用于分析前屈曲变形和材料塑性较大的结构物的屈曲响应。

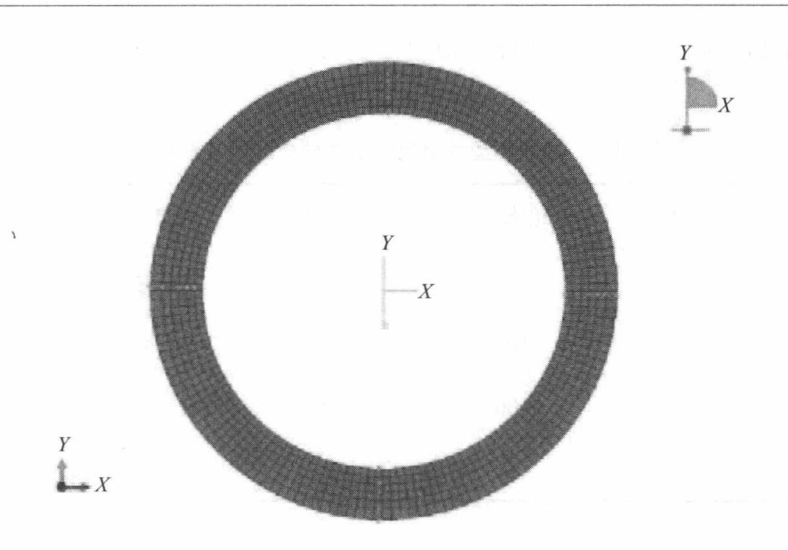


图 28.10　增强热塑性塑料管横截面的有限元模型

28.4　增强热塑性塑料管压溃的分析样例 Analysis Example of RTP Collapse

28.4.1　引言 Introduction

增强热塑性塑料管的压溃分析实例系采用解析法和有限元法。

28.4.2　输入数据 Input Data

实例中所使用的增强热塑性塑料管其平均半径为 55.6mm、总壁厚为 13.8mm（D/t=8.06）。管道的初始椭圆度为 0.1%。将解析法和有限元法的分析结果用于比较。

分析中所使用的一些重要参数如表 28.1 所示。每一层的泊松比取值为常数。

表 28.1 增强热塑性塑料管压溃分析的关键参数

层号	厚度 /mm	芳纶索数量	芳纶索缠绕角 /°	泊松比	Δ_0
1	6.3	–	–	0.45	0.001
2	2.25	106	–55	0.45	0.001
3	2.25	106	55	0.45	0.001
4	3	–	–	0.45	0.001

28.4.3 压力 – 椭圆度曲线 Pressure–ovality Curves

图 28.11 为增强热塑性塑料管的压溃压力 – 椭圆度曲线，系通过解析法和有限元法得到。在达到最大压溃压力之前，压力明显增大，而椭圆度较小。在达到最大压溃压力之后，随着椭圆度的继续增大而压力却在下降。两种方法所获得的结果相当一致，即椭圆度为 2% 时的最大差异为 1.0%。经解析分析计算得出的压溃压力大于有限元模型的结果。这可以解析模型中的平截面假定予以解释。

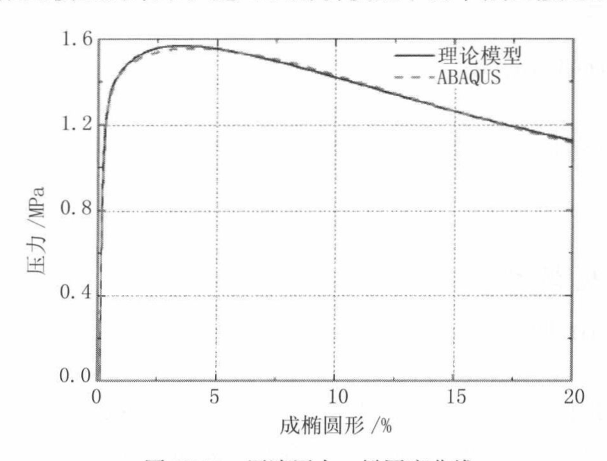


图 28.11 压溃压力 – 椭圆度曲线

图 28.12 为在增强热塑性塑料管发生变形期间四个关键位置处随椭圆度变化的应变变化情况。横截面上的四个关键位置如图 28.13 所示，其中最有可能出现最大应变。可以看出，点 1 和点 4 单元在加载过程中受压缩；点 2 和点 3 单元则是在一开始受压缩，随后被拉长。通过解析法和有限元法所获得的结果表明具有相同的趋势，但解析模型的应变小于有限元模型的。这是因为平截面假定中的额外约束将解析模型中的变形限定在一定范围之内。当应变小于 10% 时，两种方法之间的最大应变差异低于 6%。

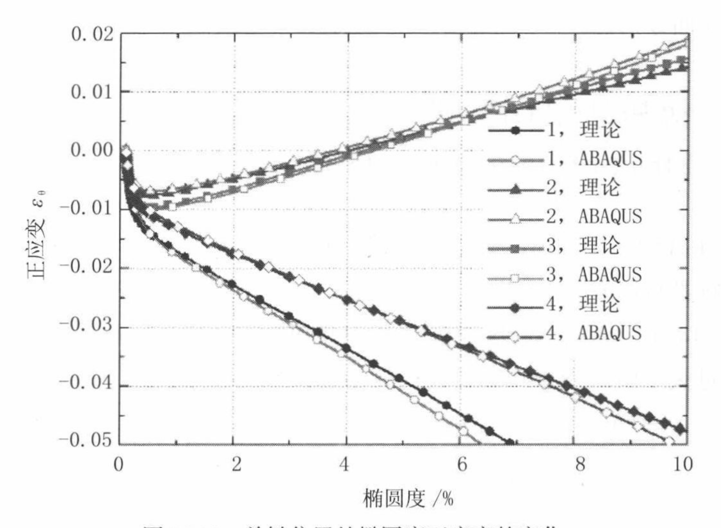


图 28.12　关键位置处椭圆度正应变的变化

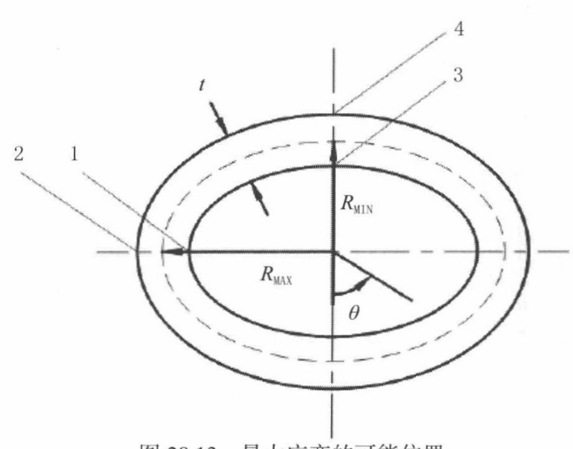


图 28.13　最大应变的可能位置

28.5 敏感性分析 Sensitivity Analysis

解析模型系用于研究若干重要因素对压溃压力的影响，包括初始缺陷、剪切变形和前屈曲变形。

28.5.1 初始缺陷的影响 Effect of Initial Imperfections

工程实践中使用的所有管道均存在初始缺陷。本节将根据解析法对初始几何缺陷的影响进行研究。

图 28.14 所示为初始缺陷对增强热塑性塑料管的压力 – 椭圆度响应的影响，其大小参见表 28.1。初始缺陷较大的管道椭圆度将增加较快。与此同时，极限压力将变小。Δ_0=0.01 时管道压溃压力高出 Δ_0=1.0% 时的 20%。

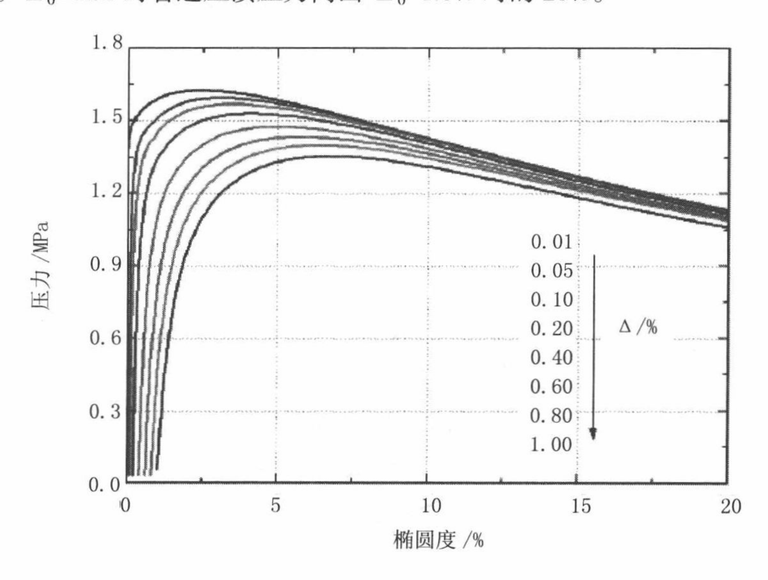


图 28.14 初始缺陷对增强热塑性塑料管的压力 – 椭圆度曲线的影响

28.5.2 剪切变形的影响 Effect of Shear Deformation

众所周知，当壁厚较大时，剪切变形将对管道压溃压力产生巨大影响。对一般使用在薄壁管分析中的剪切变形忽略不计，会使增强热塑性塑料管产生明显误差。如图 28.4 所示模型包括允许角度 γ 自由变化的剪切变形。为说明剪切变形的影响，确定一个无剪切变形的解析模型用于分析。在该模型中，变形前垂直于中间面的平面应该保持垂直于中间面（$\gamma=0$），因此环向上的正应变则表示为式（28–22）。

$$\varepsilon_{\theta}=\varepsilon_{\theta L}+\varepsilon_{\theta N}+\frac{z}{1+\frac{z}{R}}k_{\theta} \tag{28-22}$$

图 28.15 为获自两种方法的压溃压力 – 椭圆度曲线。对三个 D/t 值（D/t=6.0，8.06 和 10.0）的增强热塑性塑料管进行分析。这些管道的厚度和结构均相同，但其平均半径不同。可以看出，当变形较小时从两种方法获取的曲线相重合。对于无剪切变形的模型，计算出的压溃压力更大。对于 D/t 比较大的管道，经观察得到其差异更大，即 D/t=6.0，8.06 和 10.0 的差异分别为 4.5%，3.6% 和 2.8%。

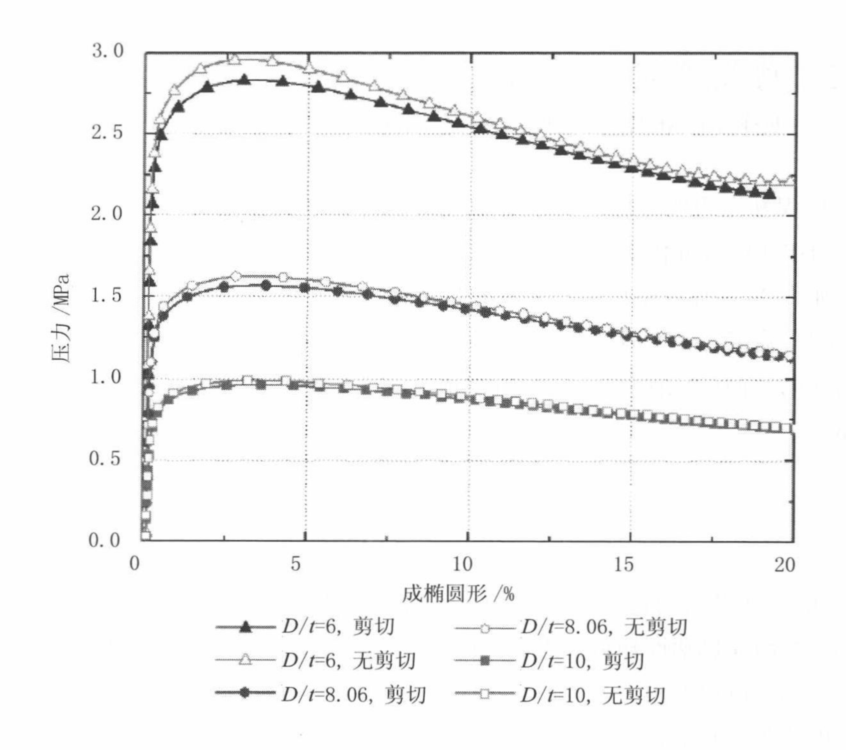


图 28.15　剪切变形对压力 – 椭圆度曲线的影响

28.5.3　初始屈曲变形的影响 Effect of Pre-buckling Deformation

在加载过程中，管道的平均半径随壁厚的增加而减小。这两种变化的结果是直径与厚度比减小，其有助于提高外部耐压性。本节则采用解析法对以平均半径和壁厚形式存在的前屈曲变形的影响进行分析。如图 28.3 所示的模型包括对加载步骤中的 R 和 t 进行修正。为说明前屈曲变形的影响，需确定另一个无需修正的解析模型用于比较。

图 28.16 为管径和壁厚修正对压溃压力 – 椭圆度曲线的影响。如图所示的压力 – 椭圆度曲线系根据增强热塑性塑料管的三种直径与壁厚比（D/t=6.0，8.06 和 10.0）采用修正或不修正 R 和 t 的解析模型进行计算。所选案例中的增强热塑性塑料管的壁厚和结构均相同，参见表 28.1，但平均半径不同。当变形较小时，修正 D 和 t 曲线构形的影响非常小。对于相同的椭圆度，进行 D 和 t 修正时计算出

的压力较大，而且增强热塑性塑料管在 *D/t* 比较大时其差异也较大。直径厚度比 *D/t* 从 6.0，8.06 至 10.0 不等，压力差则分别为 5.3%，3.4% 和 2.1%。

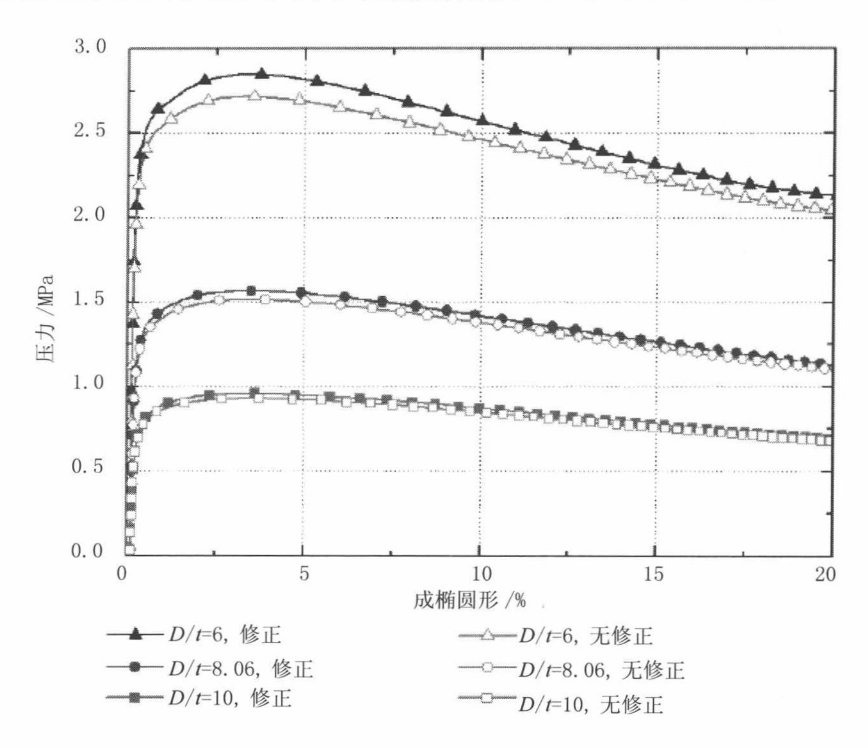


图 28.16　*R* 和 *t* 修正对压力 – 椭圆度曲线的影响

28.6　参考文献
References

[1] L.G.P. Dalmolen, et al., Offshore Applications of Reinforced Thermoplastic Pipe（RTP）, Petromin Pipeliner. Jan–Mar: 14–18, 2009.

[2] M. P. Kruijer and L. L. Warnet et al., Analysis of the Mechanical Properties of a Reinforced Thermoplastic Pipe（RTP）. J. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 36（2）, 2005: 291--300.

[3] M. K. Yeh, and S. Kyriakides, On the Collapse of Inelastic Thick-walled Tubes under External Pressure. J. Journal of Energy Resources Technology, 108: 35, 1986.

[4] C. Yang, and S. S. Pang, et al., Buckling Analysis of Thick-walled Composite Pipe under External Pressure. J. Journal of Composite Materials, 31 （4）, 1997: 409--426.

[5] P. Cheng, In-plane Nonlinear Theory and Elastic-Plastic Stability of Pined Circular Arches. PhD thesis, Zhejiang University, 2005.

[6] Y. Zhu, Investigation on the Instability of Plastic Pipe Reinforce by Steel Wires under the Load of External pressure. Master thesis, Zhejiang University, 2007.

[7] S. Gong and L. Yuan, et al., Buckling Response of Offshore Pipelines under Combined Tension, Bending, and External Pressure. J. Journal of Zhejiang University-Science, A 12 （8）, 2011: 627--636.

[8] Y. Bai, N. Wang, P. Cheng, B. Yu, M. Fauzi Badaruddin, and M. Ashri, Collapse of Reinforced Thermoplastic Pipe under External Pressure. OMAE 2011-49324, 2011.

[9] Y. Bai, N. Wang and P. Cheng, Collapse of RTP Subjected to External Pressure. ICPTT2012, 2012.

[10] K. Arjomandi and F. Taher, A New Look at the External Pressure Capacity of Sandwich Pipes. J. Marine Structures, 2011.

[11] E. Corona and S. Kyriakides, Asymmetric Collapse Modes of Pipes under Combined Bending and External Pressure. J. Journal of Engineering Mechanics, 126: 1232, 2000.

[12] S. Kyriakides and E. Corona, Mechanics of Offshore Pipelines. Vol. 1: Buckling and Collapse. Slovenia, Elsevier,m 2007.

[13] A. Tabiei, Buckling of Moderately Thick Composite Cylindrical Shells under Destabilizing Loads. J. Journal of Thermoplastic Composite Materials, 8 （4）, 1995: 365--374.

[14] M. Aydogdu, A New Shear Deformation Theory for Laminated Composite Plates. J. Composite Structures, 89 （1）, 2009: 94--101.

[15] C. Zhang and I. D. Moore, Nonlinear Mechanical Response of High Density Polyethylene. Part II: Uniaxial Constitutive Modeling. J. Polymer Engineering \& Science, 37 （2）, 1997: 414--420.

第 29 章　增强热塑性塑料管的海上安装

Offshore Installation of RTP

29.1 引言
Introduction

作为传统刚性钢管的替代技术，柔性管在油气业的应用已经超过 30 年。主要的海上应用包括浮式生产系统（FPS）的立管及从卫星井至海底管汇中心的输送管。特别是复合管道（柔性管的一种），目前海上项目越来越多地将其用作输送管。有几种材料都可用于纤维增强塑料复合管，例如凯夫拉纤维、玻璃纤维和碳纤维。目前复合管在海洋领域油气业的应用发展得非常迅猛。

与钢管不同，柔性管通常重量较轻、具有柔性并且防腐，这些优点使得柔性管安装快速并且廉价。柔性管可以制成较大长度并由铺管船上的滚筒进行铺设。为避免管道在触底区附近发生过度弯曲而需要由张紧器提供足够的顶部张力。如图 29.1 所示，柔性管可沿着坡道或铺管轮下降至海床上。由于柔性管的施工较为独特，为了能够成功安装必须予以特别关注 [1]。与刚性钢管相比，柔性增强热塑性塑料管的耐压溃能力不高，因而必须采取特殊的预防措施，确保不会出现较大的外部正压差。选择海底管道时首先必须考虑管道的外部抗压溃能力，安装过程中则经常通过对管道注水来缓解压溃问题。重量较轻的好处是可减小所需要的顶部张力，但也会在铺管过程中带来沉没重量和稳性问题。如图 29.2 所示，增强热塑性塑料管在安装前通常会注满水并系固额外重量模块以获得沉没重量并确保稳性，其他方法也能够为管道提供保护，例如锚杆或沉排。

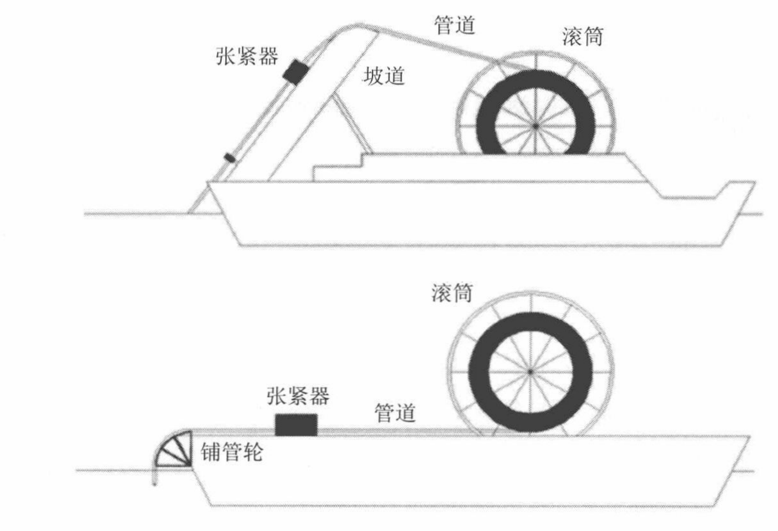


图 29.1　柔性管的安装方法

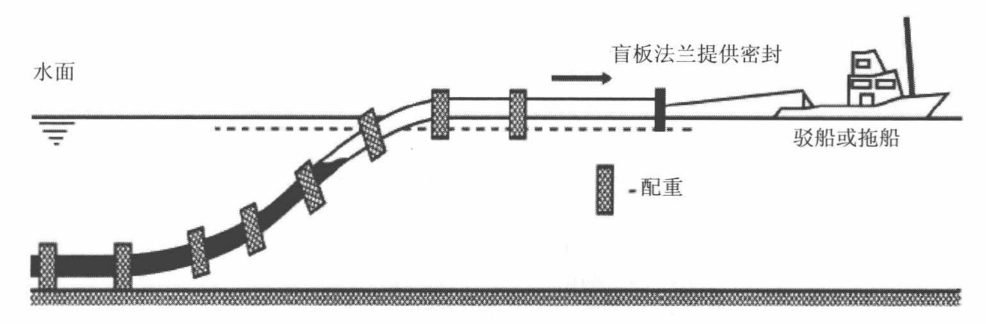


图 29.2　拖拉管道以减小局部屈曲

在浅水中用于安装增强热塑性塑料管的漂浮法和沉没法如图 29.3 所示。沉没作业主要为向岸上管端进行可控注水并在另一端释放滞留空气。应在管道入水处的海岸开始沉没作业，然后使管道逐步沉入较深的水中。为了做到这一点，可吊起海岸附近的漂浮管道使其产生气穴。随着水从海岸一侧被注入管道，重量的增加使此初始气穴向外侧移动，造成气穴和岸上管端之间的管段下沉。随着注入更多的水，气穴向水更深处移动，使管道朝着其水中管端处逐步下沉。

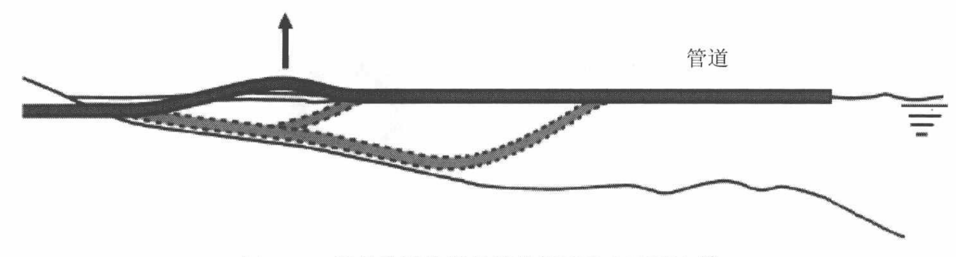


图 29.3 增强热塑性塑料管的漂浮法和沉没法 [2]

沉没作业过程中的潜在风险是充满水和充满空气的管道之间发生弯曲，迅速变形可能导致扭结风险，这是管道沉没过快时出现的一种局部管道屈曲。随着管道产生弯曲，在弯曲处其周向横截面的椭圆度不断增加。椭圆度减小了管道的惯性弯矩，椭圆度足够大时，最大弯曲处会出现扭结并导致抗弯承载力突然降低。安装过程中施加适当的拖拉张力可减小局部屈曲的风险，如图 29.2 所示。因而需采用特殊设计以便对增强热塑性塑料管进行良好固定并避免其在张紧器处出现破裂。应采取一些可避免增强热塑性塑料管发生磨损的措施，例如润滑坡道。可通过铺管轮安装增强热塑性塑料管以避免因过度弯曲而产生扭结，如图 29.4 所示。

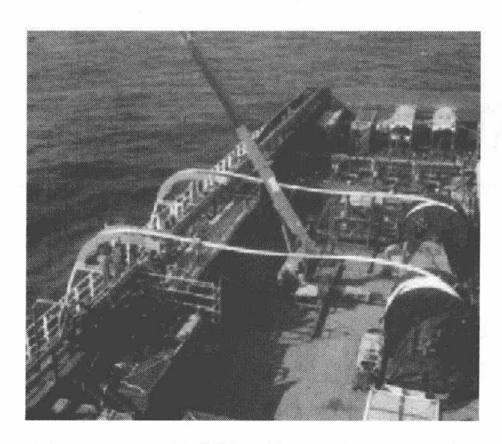


图 29.4 通过铺管轮安装增强热塑性塑料管

管道的海上安装分析旨在获取管道构形及管道沿程的应力和应变分布，验证安装的安全性。柔性管的力学性能要比金属管复杂得多，海上安装分析前必须预先确定其截面性能。增强热塑性塑料管安装与以下性能相关：

- 轴向承载力；

- 抗弯承载力；
- 抗张承载力；
- 抗破碎能力；
- 耐静水压能力。

安装阶段必须持续监控以下关键参数，可有助于控制管道状态：

- 张紧器处的顶部张力；
- 离去角；
- 触底点附近的弯曲半径。

本章将对增强热塑性塑料管（RTP）的海上安装分析进行详细介绍，增强热塑性塑料管是一种复合柔性管。所述理论分析和有限元分析引用了 Bai, Yu 和 Cheng 的论文“增强热塑性塑料管（RTP）的海上安装”[3]。

29.2 规范要求 Code Requirements

得到普遍认可的增强热塑性塑料柔性管规范包括 API RP 15S“可缠绕增强塑料管线管的鉴定”[4]、API RP 17B“柔性管推荐规程”[5]、API 17J“非粘接柔性管规范”[6] 以及 API 17K “粘接柔性管规范”[7]。为满足最低性能标准而采用了基于性能的设计，并需对失效机制和失效模式之间的关系进行仔细评估。

29.3 增强热塑性塑料管安装的解析分析 Analytical Analysis of RTP Installation

29.3.1 引言 Introduction

管道在安装过程中会受到组合载荷的作用，包括轴向张力、弯矩、外部压力以及洋流等。在过去的几十年里，业界为了分析和改进管道安装而付出了巨大努力，并采用了几种解析方法解决安装问题，例如自然悬链线理论和有限元法。

增强热塑性塑料管的柔性使利用悬链线理论确定管道构形较为容易。悬链线模型计算轴向张力和曲率之间的关系时将忽略抗挠刚度，因而可引入一种采用悬链线理论的修正数值方法，假定悬挂管道呈悬链线构形，已铺管道放置在温克勒型变形土壤上。使用数值方法是旨在为实际铺管安装提供有效可靠的预测。

如上所述，轴向加载特性和弯曲加载特性与安装是直接相关的，因而需在整体安装分析前确定这些管段性能。表 29.1 列出了本章所使用的增强热塑性塑料管参数，相应的轴向加载特性和弯曲加载特性如图 29.5 所示。

表 29.1　增强热塑性塑料管的参数

项　目	值
外径（*OD*）	0.125m
内径（*ID*）	0.097m
壁厚	0.014m
空气中的单位重量	4.8 kg/m
注水单位重量	24.5 kg/m
压载模块的单位重量	12.0 kg/m

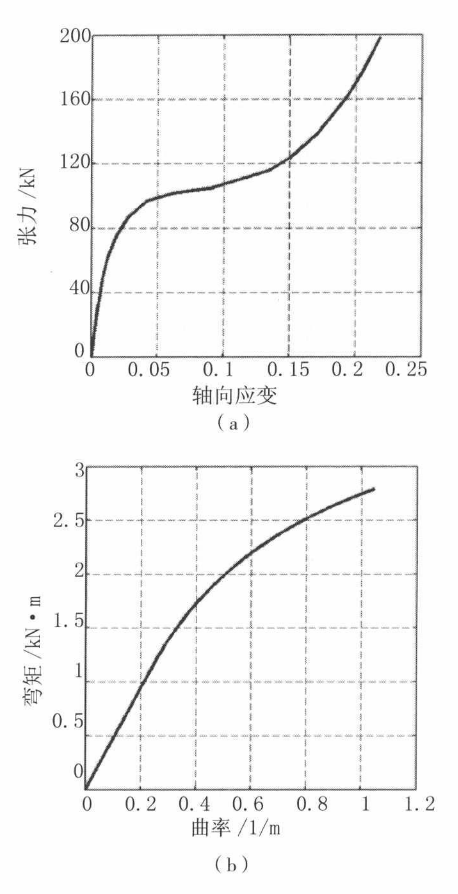


图 29.5　增强热塑性塑料管的力学性能

（a）轴向加载特性　（b）弯曲加载特性

29.3.2　静态构形 Static Configuration

假定增强热塑性塑料管未盘卷并沿着坡道下降进入水中，安装分析可简化为 J 型铺设问题。为突出重点将作以下假设：

- 海床水平且平坦，具有土壤刚度；
- 沉没重量计算为增强热塑性塑料管的平均重量（如果注水则应包括其内部的水）加上用于配重层的锚杆；
- 只考虑平面问题，即管道被限制在垂直面移动。

29.3.2.1 悬挂管段 Suspended Pipeline Segment

在轴向张力载荷和自重载荷的作用下，增强热塑性塑料管在安装过程中会呈现出较大挠度。因为其柔性较高且悬挂管段够长，所以增强热塑性塑料管悬挂段的曲率由所施加的轴向张力决定。计算张力和曲率之间关系的最简单模型是悬链线模型，模型忽略了抗弯刚度的影响。

增强热塑性塑料管在安装过程中的整体构形如图 29.6 所示。以张紧器所在位置为原点建立直角坐标系，WD 为从原点至海床的水深。对于长度较小的管段，力平衡和弯矩可推导为

$$dH=0 \tag{29-1}$$

$$dV=-w ds \tag{29-2}$$

$$dM=V ds\cos\theta-H ds\sin\theta-w(ds)^2\cos\theta/2 \tag{29-3}$$

式中：H 和 V 分别为水平和垂直作用力；M 为管段弯矩而 w 为管道的单位沉没重量。

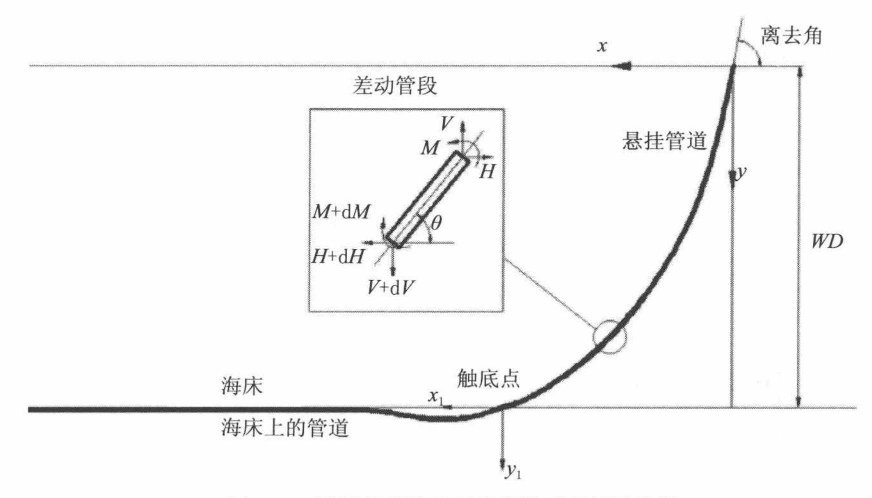


图 29.6 增强热塑性塑料管安装时的管道构形

忽略抗弯刚度的影响，则式（29.3）可简化为

$$\tan\theta=V/H \tag{29-4}$$

曲率可表达为

$$\Phi=d\theta/ds \tag{29-5}$$

显然通过管道张力就可以控制倾角，此为传统悬链线理论。尽管确定管道构形时忽略了抗弯刚度，但借助弯矩和曲率之间的关系，可通过曲率获取实际弯矩的近似值。对于长度较小的管段，位移增量可由下式得出：

$$dx=ds\cos\theta \tag{29-6}$$

$$dy=ds\sin\theta \tag{29-7}$$

29.3.2.2 已铺放管段 Laid Pipe Segment

为保证管道在触底点处可平滑过渡，假定刚性海床处于稳定状态，已铺管段放置于温克勒型基础上，如图 29.7 所示。

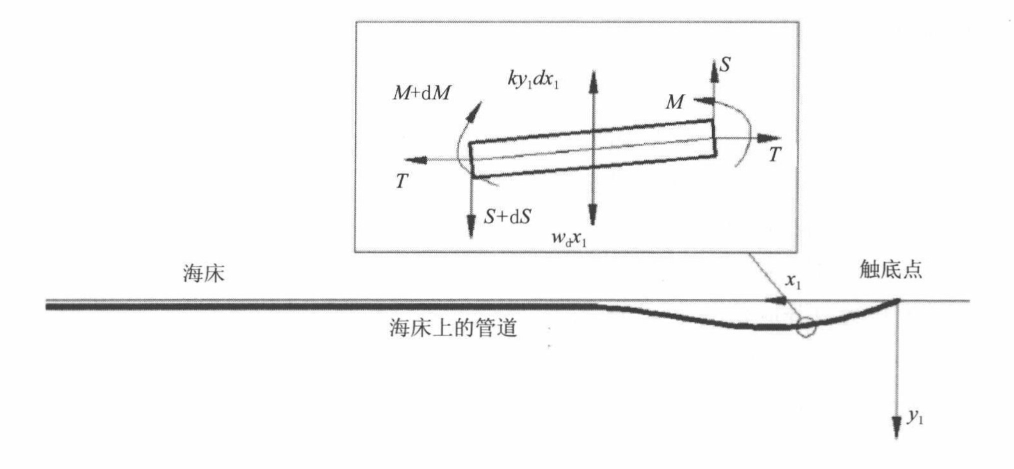


图 29.7　铺放于海床上的管道

因为土壤刚度较大，所以管道的埋置深度较小，因而可用线性梁理论进行求解：

$$EIy''''_1(x_1)-Ty''_1(x_1)+ky_1(x_1)=w \tag{29-8}$$

上式中 x_1 和 y_1 为图 29.7 所示管段的坐标；T 为触底点处的轴向张力，假定其沿着已铺设管段保持恒定并可忽略管道和海床之间的摩擦效应；k 为土壤刚度。为了确保触底点处的连续性可引入悬挂管道在触底点处的切线刚度 EI，这可能在触底点附近产生较大的保守结果，但因为管道自重决定了其埋置位置距离触底点较远，所以对其他部分几乎没有影响。对于 $T\leqslant\sqrt{EIk}$ 和 $x_1\leqslant 0$，式（29-8）的通解为

$$y_1=w/k+c_1e^{-ax_1}\cos(\beta x_1)+c_2e^{-ax_1}\sin(\beta x_1) \tag{29-9}$$

式中：$\alpha=\frac{1}{2}\sqrt{2\sqrt{\frac{k}{EI}}+\frac{T}{EI}},\beta=\frac{1}{2}\sqrt{2\sqrt{\frac{k}{EI}}-\frac{T}{EI}},x_1\to+\infty$ 时的边界条件导致两个常数被消除。

触底点处的管道连续性是式（29-9）的边界条件。采用的连续坐标和斜率为

$$y_1(0)=y_{n1}-WD \tag{29-10}$$

$$y'_1(0)=\tan\theta_{n1} \tag{29-11}$$

式中：n_1 为 y_1 触及海床处。

通过式（29-9）可以很方便地得到管道沿程的埋置深度，相应的弯矩为

$$M_1(x_1)=-EIy''_1(x_1) \tag{29-12}$$

29.3.2.3 数值法 Numerical Solution

数值法的关键是确定可保证触底点处连续性的合理顶部张力，顶部张力确定后即可方便地得到管道构形，为此开发了一个迭代程序用于计算顶部张力及相应的构形和内部载荷，其主要步骤如下：

- 假定初始顶部张力；
- 将管道分成长度为 ds 的管段，各段的轴向张力、位移增量及曲率可通过式（29-1）~ 式（29-7）得到；
- 求解管道沿程的位移和弯矩前应确定式（29-9）中的未知变量 c_1 和 c_2，可将式（29-10）的连续位移和式（29-11）的触底点处斜率作为边界条件用于求解变量 c_1 和 c_2；
- 式（29-12）的悬挂管段弯矩与触底点处海床上已铺管段弯矩的差异可作为获取合理顶部张力的控制条件，如果差异足够小即可确定顶部张力。

29.4 增强热塑性塑料管安装的有限元分析 FE Analysis of RTP Installation

安装分析使用了通用商业有限元软件程序 ABAQUS [8]。ABAQUS 模型框架如

图 29.8 所示，以下为模型的主要特点：

- 增强热塑性塑料管：

增强热塑性塑料管被建模为梁单元（B31H）。对于增强热塑性塑料管可使用非线性通用梁段特性，并对 B31H 施加轴向应变和轴向力、弯曲曲率以及弯矩特性而不是应力应变关系。

- 海床：

海床建模使用三维解析表面，并定义了管道和海床相互作用用于对安装过程中的接触进行仿真，模型忽略摩擦效应。

- 边界条件：

管道在张紧器处与铺管船连接，将此处设置为悬挂铰接端并对海床上管道的端部节点施加与残余拉力大小相同的集中载荷。

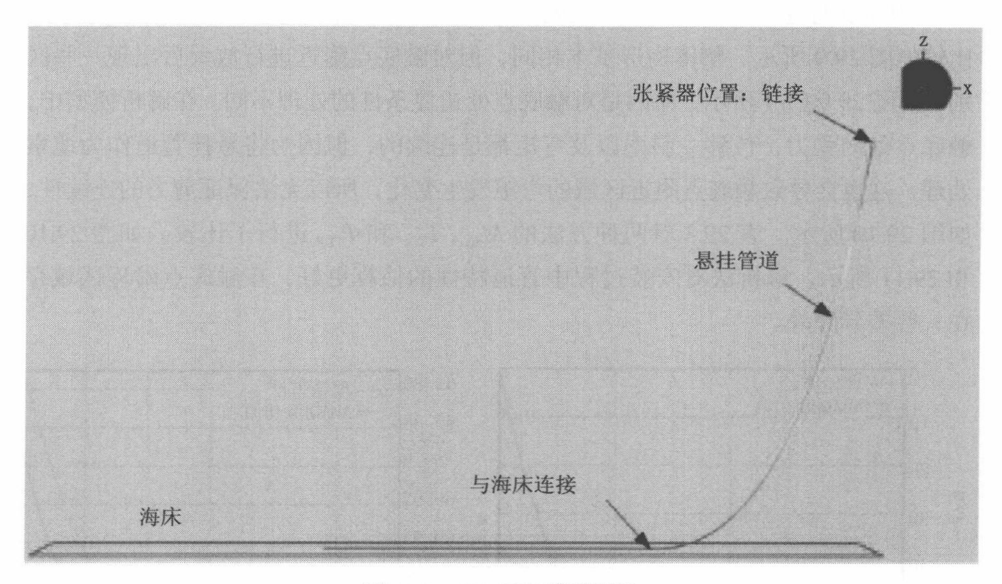


图 29.8　ABAQUS 模型框架

除了表 29.1 列出的增强热塑性塑料管参数外，安装分析所需的其他参数如表 29.2 所示。

表 29.2　用于计算的基本参数

参　数	值
水深	70m
海水密度	1025 kg/m^3
顶部铺管角度	80 deg
海流速度	0 m/s
海床刚度	2×10^5 N/m^2

29.3 节通过解析法得到的管道构形与本节通过有限元仿真得到的管道构形的比较如图 29.9 所示。整体构形基本相同，但对触底点附近进行放大后出现一些区别，如图 29.9（b）所示，原因是对触底点处边界条件的处理不同。在解析模型中，触底点处的张力、位移、斜率以及弯矩都是连续的，但因为将悬挂管道作为缆索处理，这也会导致触底点附近区域的弯矩发生变化，所以无法保证剪力的连续性，如图 29.10 所示。表 29.3 对两种方法的 M_{max}, T_{TOP} 和 T_{TDP} 进行了比较。如图 29.10 和 29.11 所示，解析法对安装过程中管道特性的估算更好，在触底点附近区域存在一些差异除外。

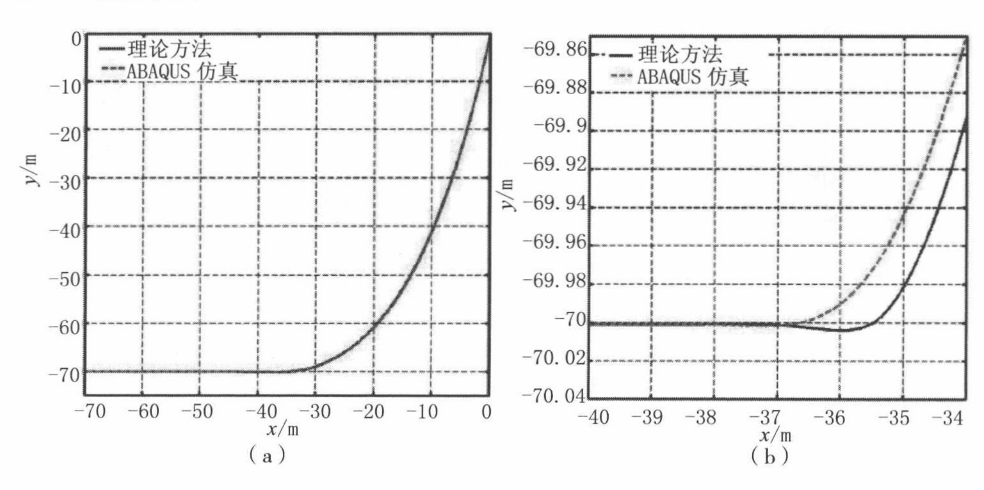


图 29.9　管道构形

（a）全局比例　（b）触底点附近

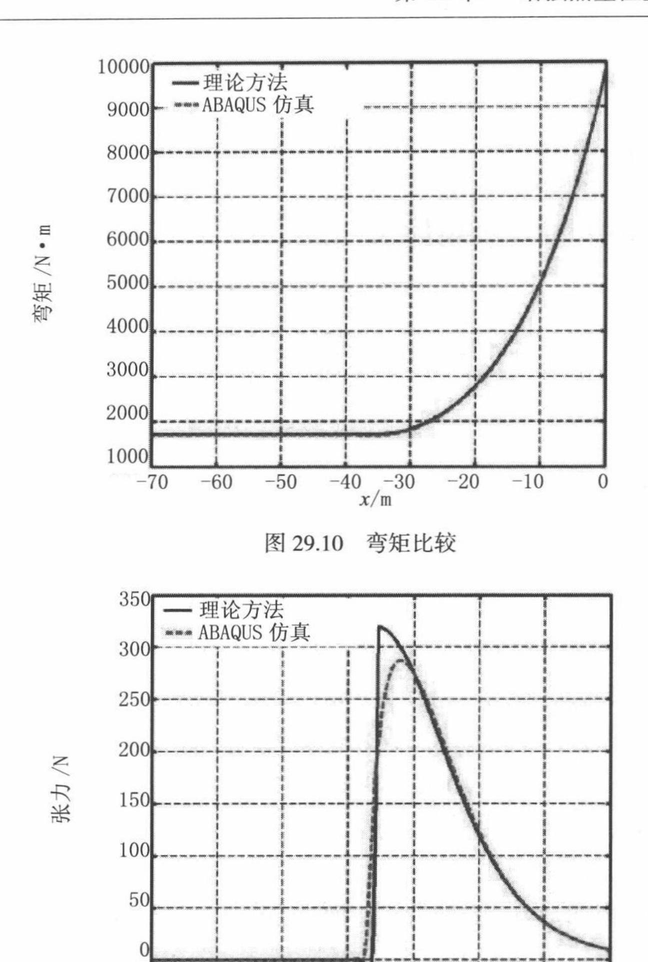


图 29.10　弯矩比较

图 29.11　轴向张力比较

表 29.3　解析法和有限元法的 Mmax、T_{TOP}和 T_{TDP}比较

项目	M_{max}/Nm	T_{TOP}/N	T_{TDP}/N
解析法	320	9 872	1 714
ABAQUS 仿真	287	9 848	1 698
差别	10.3%	0.24%	0.93%

29.5 参数研究 Parametric Studies

本节将介绍几个样例，说明水深、顶部铺管角度、沉没重量以及海床刚度对增强热塑性塑料管安装的影响。

29.5.1 水深 Water Depth

与专用海上柔性管不同，增强热塑性塑料管最初设计为在岸上使用，其耐压溃能力不高。因为管道会被压溃，所以海上应用时外部压力和内部压力的压差限制了增强热塑性塑料管的使用。到目前为止，增强热塑性塑料管的海上应用主要是在浅水区域。因而，为了避免对增强热塑性塑料管进行特殊处理而选择了 4 种不同水深 70m、100m、150m 和 200m。如图 29.12 和图 29.13 所示，随着水深增加，管道构形变得更陡，而悬挂管段弯矩的增加则较为平稳；水深较大时两种方法的弯矩分布差异变小，这是由于深水中悬挂管道更长，从而增加了管道的柔性。表 29.4 列出了所需的顶部张力，其随着水深增加而迅速增加，这也是深水中悬挂管道更长所致。

表 29.4　不同水深的张力比较

WD/m	解析法		ABAQUS 仿真	
	T_{TOP}/N	T_{TDP}/N	T_{TOP}/N	T_{TDP}/N
70	9872	1714	9847	1698
100	14014	2489	14071	2433
150	21157	3673	21101	3655
200	28210	4898	28120	4875

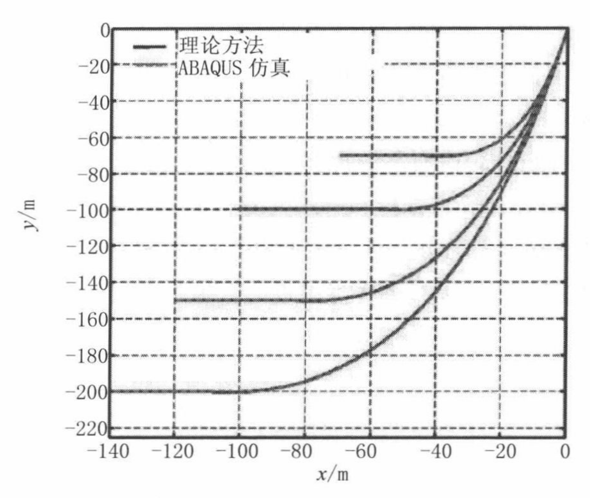


图 29.12　不同水深的管道构形

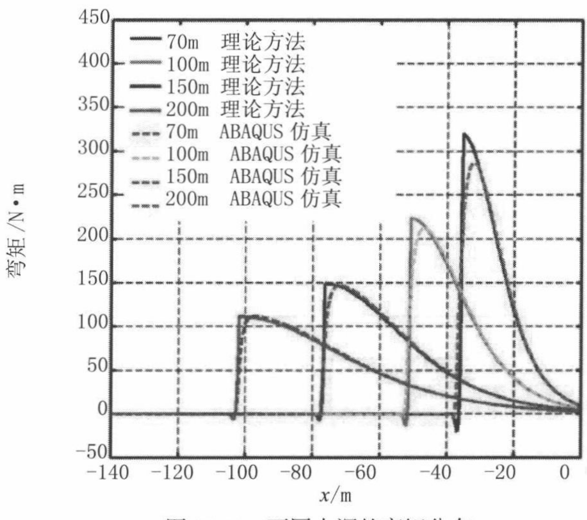


图 29.13　不同水深的弯矩分布

29.5.2 顶部铺设角度 Top Laying Angle

顶部铺设角度是与管道下弯处弯曲应力直接相关的关键因素之一。选择铺设

角度为 78° 、80° 、82° 和 84° 的分析结果如图 29.14 和 29.15 所示。图 29.14 为增强热塑性塑料管构形随着顶部铺设角度改变而变化的情况，随着顶部角度增加，增强热塑性塑料管构形变得更陡并且张紧器与触底点之间的距离变小。随着顶部角度变大，支撑悬挂跨段所需的顶部张力减小，如表 29.5 所示，而触底点附近的最大弯矩显著变大。解析分析和有限元分析的差异变大，如图 29.15 所示，原因是触底点附近的管道构形发生明显改变以及边界条件的差异更为显著。总之，对于顶部铺设角度较大的情况，触底点附近的管道将承受更大的弯矩，这是安装过程中的潜在威胁区域，因而需选择一个合适的顶部角度。

表 29.5 不同顶部铺设角度的张力比较

顶部铺设角度 /°	解析法		ABAQUS 仿真	
	T_{TOP}/N	T_{TDP}/N	T_{TOP}/N	T_{TDP}/N
78	10299	2142	10266	2119
80	9872	1714	9847	1698
82	9477	1319	9456	1305
84	9110	952	9096	942

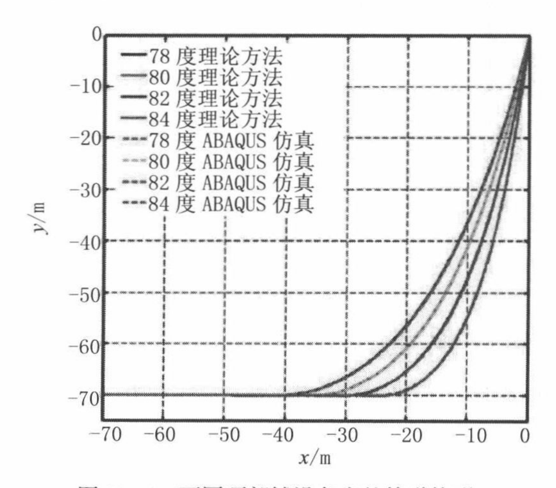


图 29.14 不同顶部铺设角度的管道构形

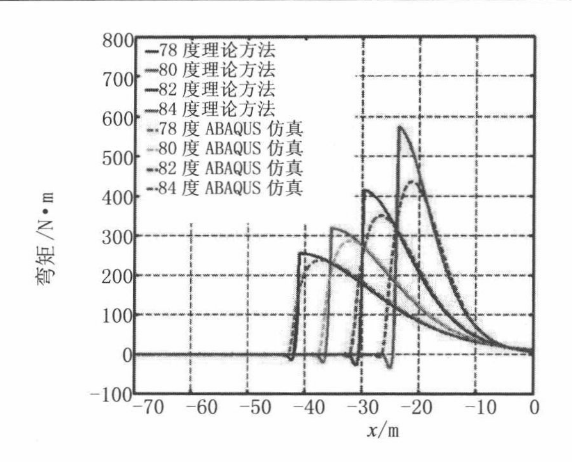


图 29.15　不同顶部铺设角度的弯矩分布

29.5.3 沉没重量
Submerged Weight

因为增强热塑性塑料管重量较轻，所以安装过程中必须在其上系固额外重量。足够的沉没重量有助于使管道下沉并提高其稳性，但仍然需要较大的张力。为了考虑增强热塑性塑料管保持坐底稳性所需的最小沉没重量，本分析选择了三种沉没重量 116N/m、175N/m 和 244N/m。表 29.6 表明顶部张力随着管道沉没重量的增加而迅速增加。图 29.16 和图 29.17 则说明对于不同的沉没重量，管道构形几乎不变而弯矩分布略有变化。沉没重量对所需张力有较大影响，但对弯矩分布的影响较小。

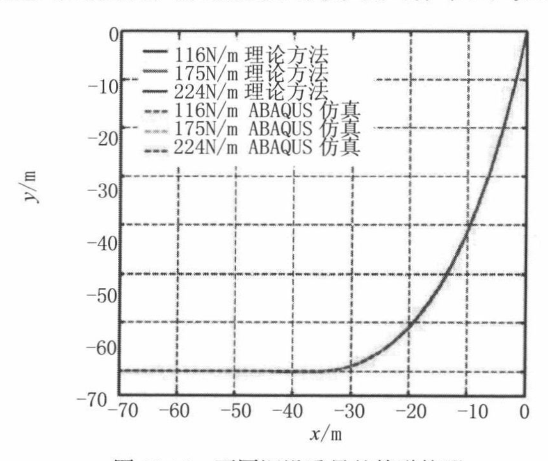


图 29.16　不同沉没重量的管道构形

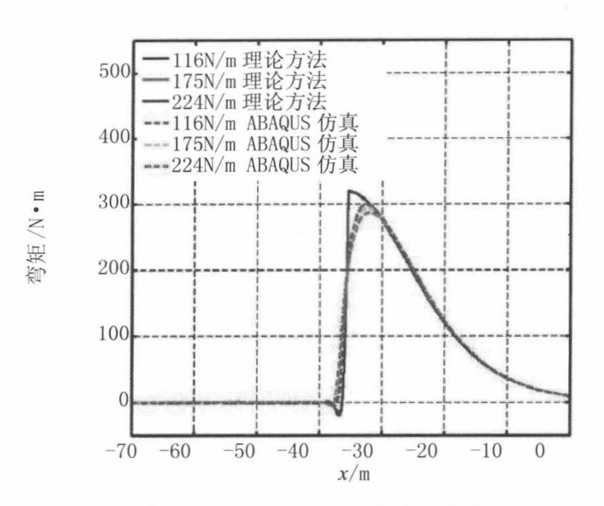


图 29.17 不同沉没重量的弯矩分布

表 29.6 不同沉没重量的张力比较

单位沉没重量 /N/m	解析法		ABAQUS 仿真	
	T_{TOP} /N	T_{TDP} /N	T_{TOP} /N	T_{TDP} /N
116	9872	1714	9847	1698
175	14821	2574	14765	2548
244	20631	3583	20528	3546

29.5.4 海床刚度 Seabed Stiffness

解析分析和 ABAQUS 有限元分析的比较表明，触底点处海床刚度的边界条件对触底点附近管道的特性有着显著影响。因而敏感性分析选择了四种不同土壤刚度（$k_1=2\times10^4\ \mathrm{N/m^2}$、$k_2=1\times10^5\ \mathrm{N/m^2}$、$k_3=2\times10^5\ \mathrm{N/m^2}$ 及 $k_4=5\times10^5\ \mathrm{N/m^2}$）。触底点附近不同土壤刚度的管道构形如图 29.18 所示。上文已经说明了边界条件导致的解析法和 ABAQUS 有限元仿真的差异，但随着海床刚度的变化，其总体变化趋势是相同的。最大埋置深度出现在紧靠触底点处，并随着海床刚度的增加而减小。

由于触底点处的边界条件不同，解析方法可能会过高估计最大埋置深度。但在由管道沉没重量决定埋置深度的远离触底点处，两种方法得出的埋置深度是一致的。表 29.7 列出了几种主要载荷，显然海床刚度对张力和弯矩几乎没有什么影响。

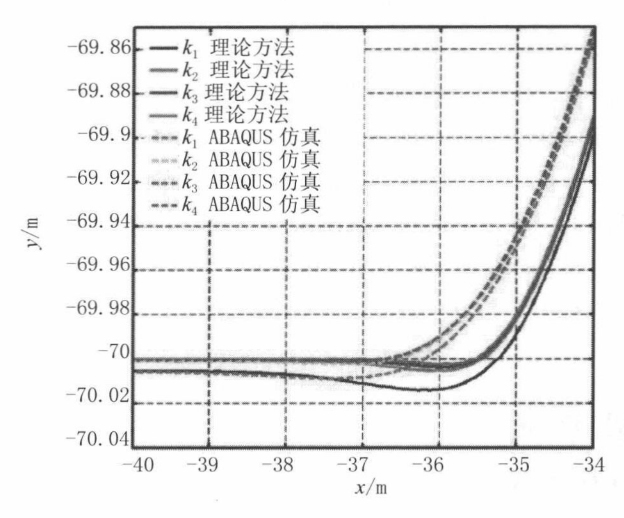


图 29.18　触底点附近不同海床刚度的管道构形

表 29.7　不同海床刚度条件下的主要载荷

海床刚度 / N/m²	解析法			ABAQUS 仿真		
	M_{max} /Nm	T_{TOP} /N	T_{TDP} /N	M_{max} /Nm	T_{TOP} /N	T_{TDP} /N
$k_1=2\times10^4$	319	9873	1716	287	9846	1696
$k_2=1\times10^5$	320	9872	1715	288	9845	1696
$k_3=2\times10^5$	320	9872	1714	287	9847	1698
$k_4=5\times10^5$	320	9872	1714	288	9845	1696

29.5.5　小结
Summary

由于材料组成独特、抗弯刚度较小及高非线性，安装过程中增强热塑性塑料管的特性与刚性钢管是不同的。因为增强热塑性塑料管具有柔性，所以可基于自

然悬链线理论为安装增强热塑性塑料管开发出一种简单的解析方法，并采用数值迭代法获取管道构形及应力和应变分布，同时还开发了非线性有限元模型用于分析安装过程中增强热塑性塑料管的特性。两种方法的分析结果非常一致，这也证实了解析法的有效性。因而与有限元法相比，所提出的解析法是用于研究增强热塑性塑料管安装的简便、有效并且省时的方法。但解析法中为了简化而作的假设限制了其应用范围，如若需要应使用更为复杂的模型，例如有限元分析模型。

此外还基于解析法和 ABAQUS 有限元仿真并通过改变几个重要因素对管道特性进行了敏感性分析。对于管道总体构形和载荷分布而言，铺管水深和顶部铺设角度是其关键因素。沉没重量和海床刚度仅分别影响管道的顶部张力和最大埋置深度。两种方法的一致性进一步证实了解析法的可靠性。

29.6 参考文献 References

[1] L. G. P. Dalmolen, M. Kruyer, P. J. Cloos, Offshore applications of Reinforced Thermoplastic Pipe （RTP）. Pipelife Nederland B. V. MERL Conference, 2009.

[2] PPI, Handbook of PE Pipe, 2nd Ed, http://plasticpipe.org/cart/pe_handbook.html.

[3] Y. Bai, B. B. Yu, P. Cheng, Offshore Installation of Reinforced Thermoplastic Pipe (RTP). The 22nd International Offshore and Polar Engineering Conference, Rhodes （Rodos）, Greece, June 17-22, 2012.

[4] American Petroleum Institute, Qualification of Spoolable Reinforced Plastic Line Pipe. API RP 15 S, 2006.

[5] American Petroleum Institute, Recommended Practice for Flexible Pipe. API RP 17B, 2002.

[6] American Petroleum Institute, Specification for Unbonded Flexible Pipe. API RP 17J, 2001.

[7] American Petroleum Institute, Specification for Bonded Flexible Pipe. API RP 17K, 2000.

[8] ABAQUS 6.10, ABAQUS Analysis User’s Manual, Dassault Systems, 2010.

第 30 章　增强热塑性塑料管的坐底稳性

On-Bottom Stability of RTP

30.1 引言 Introduction

增强热塑性塑料管有其独特的优势，如抗腐蚀、容许塑性应变较大、易安装等，这令其在陆上油气业中脱颖而出。近年来，由于在一些水下油田中发现了高腐蚀产品，而钢管却易腐蚀，需在较短的时间寿命内予以更换，这对油田运营商来说成本过高。增强热塑性塑料管是作为抗腐蚀输送法的最佳选择之一。然而，增强热塑性塑料管也有其不足之处，在水下油田的应用中因此受到限制。此类缺点包括重量轻、对外部压力的抗压溃强度低以及需进行附加的坐底稳性测量等。在水下应用中，刚性钢管与增强热塑性塑料管之间因这些独一无二的特点而在管道坐底稳性方面存在一些差异。

水下增强热塑性塑料管承受着海流、波浪所致的分布式加载，而坐底稳性分析与设计的目标是限制管道的合成偏转，以使增强热塑性塑料管的最大合成弯曲应力和应变均处在容许极限值范围内。为稳定海床上的增强热塑性塑料管，需在增强热塑性塑料管上系固附加重量，例如，以约束或限制管道发生运动。压载间隔随着增强热塑性塑料管管径和壁厚的不同而不同。直径小于 10in 的增强热塑性塑料管其压载间距一般为 3m（10ft）。然而，压载物间距较小将更加有助于海底锚固载荷的分布，并使管道局部变形最小。对于较小的间距，压载物在尺寸和重量两方面均更易掌控。

本书第 13 章已就刚性管的坐底稳性展开讨论；本章则专注于讨论刚性管与增强热塑性塑料柔性管之间稳性性能和分析方法的不同之处，两种管道坐底稳性的相同内容将不在此赘述。

30.2 稳定方法 Stabilizing Methods

表 30.1 为典型的增强热塑性塑料管在不同条件下单位长度的管道重量。显而

易见，管道沉没重量不足以使安装条件（处于海水中的空管）下的增强热塑性塑料管实现稳定。为使增强热塑性塑料管在海床上实现稳定，需增加外部重量。增强热塑性塑料管的稳定方法系用于约束或限制管道运动。附加重量既可以是固定间距系固的混凝土块，也可以是重型钢索。有时也使用混凝土沉排。

表 30.1　增强热塑性塑料管的管道重量

项　目	单位	数值	备注
空气中的单位长度管道重量	kgf/m	7.1	
注水后的单位长度管道重量	kgf/m	11.5	
单位长度管道沉没重量	kgf/m	–2.3	空管
浸水增强热塑性塑料管的沉没重量	kgf/m	2.2	

有许许多多的附加稳定方法可适用于水下增强热塑性塑料管，从诸如开沟和抛石等干预方法到管道锚固技术如岩石锚杆、战略锚和重力锚等。下述稳定方法可应用于保持增强热塑性塑料管的坐底稳性：

- 战略 / 重力锚；
- 岩石锚杆；
- 沉排；
- 抛石。

30.2.1　重力锚 Gravity Anchors

图 30.1 为应用于管道坐底稳性的重力锚示意图。这一方法也已应用于坐底稳性不充分的钢管。该方法的主要优点在于锚能够防止管道在寿命期限内移离其稳定位置。

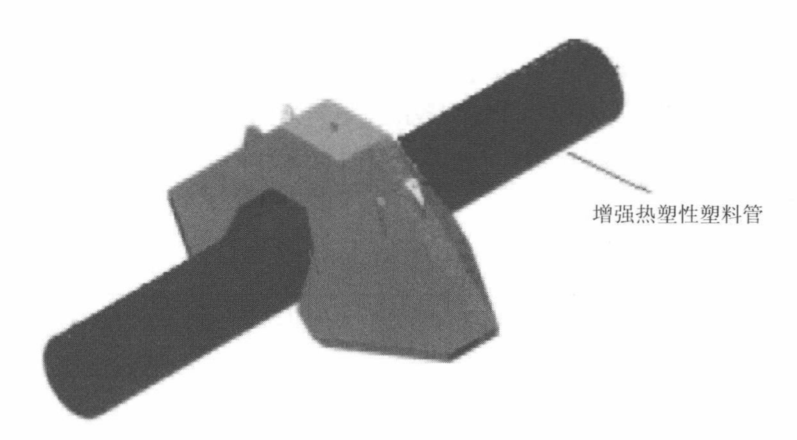


图 30.1　重力锚

30.2.2　岩石锚杆 Rock Bolts

由于重力锚方法的不足之处，如当增强热塑性塑料管接触锚时会发生局部屈曲、加工制作和安装锚的成本较大，近年来引进了一种新的稳定方法，即岩石锚杆。如图 30.2 所示，这一方法系采用膨胀锚钉和螺帽将两部分岩石组合在一起，以形成压载块。压载块是增强热塑性塑料管的一部分，环境载荷对压载块的影响应包括在坐底稳性的分析之中。

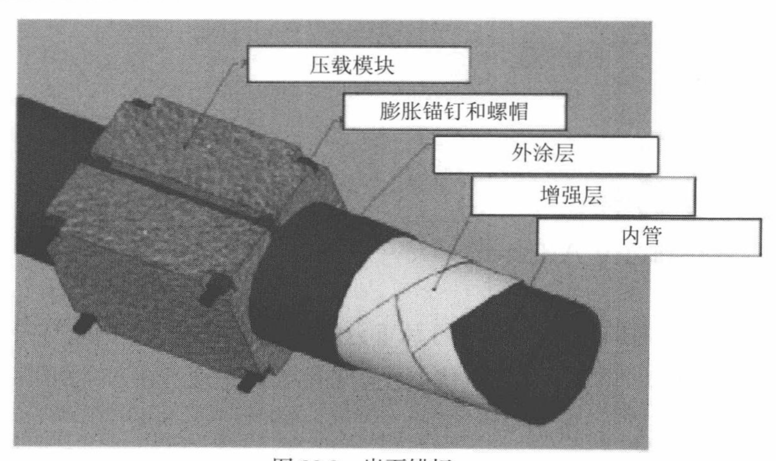


图 30.2　岩石锚杆

采用岩石锚杆方法确有其优势之处，如制作加工和安装成本较低、对增强热塑性塑料管的损伤较小、与增强热塑性塑料管完全接触、其大小可根据实际情况改变。主要缺点在于，在海水中应防止膨胀锚钉和螺帽发生腐蚀，如果压载块间距太大可能会形成局部“悬跨段”[1]。

30.2.3 混凝土沉排 Concrete Mattresses

图 30.3 为覆盖有混凝土沉排的增强热塑性塑料管。沉排方法的原理与用于管道坐底稳性的岩石锚杆方法的相同，与后者相比其改进了增强热塑性塑料管周围的海流场条件。海流可以在增强热塑性塑料管上方缓慢流过，而增强热塑性塑料管则与海床完全接触。其缺点在于加工制作和安装的成本更高。

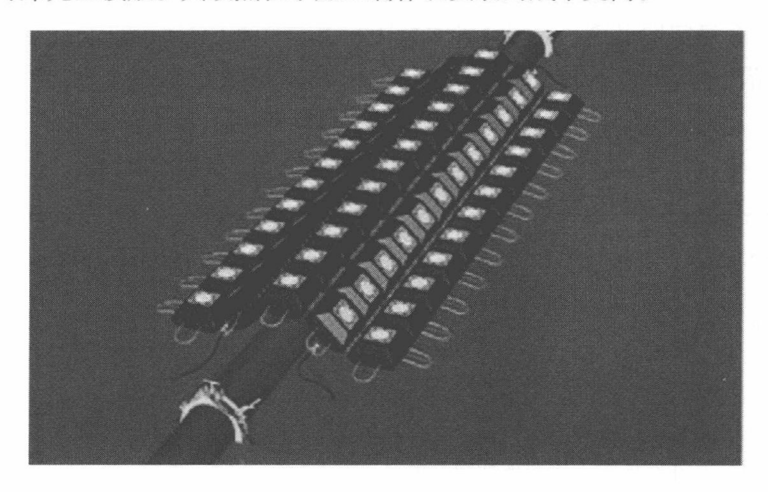


图 30.3　混凝土沉排

30.2.4 抛石 Rock Dumping

如图 30.4 所示，抛石方法属于稳定增强热塑性塑料管的干预方法。不推荐采用这一方法，因其难以确保增强热塑性塑料管的稳定，也可能会损伤增强热塑性塑料管。对于易液化的土壤，增强热塑性塑料管会漂浮起来并出现破裂。

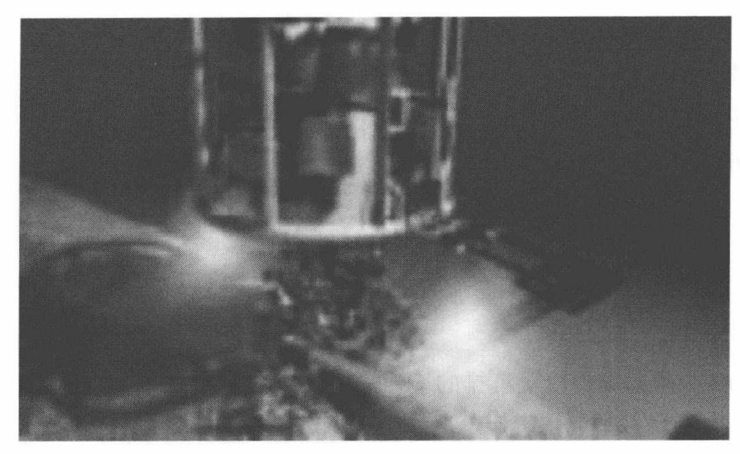


图 30.4　抛石

为选择稳定增强热塑性塑料管的合适方法，四种方法的赞同与反对意见如表30.2[2] 所示。

表 30.2　增强热塑性塑料管的稳定方法比较

方　法	优　点	缺　点
重力锚	在增强热塑性塑料管寿命期限内均可使用	加工制作和安装成本高； 易引起局部屈曲
岩石锚杆	易于加工制作和安装； 可作为增强热塑性塑料管的一部分； 可根据实际情况设计大小	在海水中应防止膨胀锚钉和螺帽发生腐蚀； 空间太小可能会形成局部“悬跨段”
混凝土沉排	改进增强热塑性塑料管周围的海流场； 不予考虑“悬跨段”，除非海床平坦	加工制作和安装成本高； 加强材容易在海水中失效
抛石	易于安装且成本低	会损伤增强热塑性塑料管； 在易液化的土壤中，增强热塑性塑料管会漂浮起来并出现破裂

30.3 增强热塑性塑料管的坐底稳性分析 On-bottom Stability Analysis of RTP

本节将讨论增强热塑性塑料管的下述三种坐底稳性分析法：

- 准静态和动态解析法，包括用于评估增强热塑性塑料管坐底稳性的 DnV RP F109 和 PRCI/AGA 水平 2；
- 遵循 DnV RP F109 的有限元仿真，为水静力和水动力载荷作用下海床上的增强热塑性塑料管建模；
- 实验测试，系在实验室测试时对波浪和海流载荷作用下的增强热塑性塑料管进行测定。

根据表 30.2 所列出的针对稳定方法的赞同和反对意见，现予选择混凝土沉排方法用作增强热塑性塑料管坐底稳性的解析分析、有限元分析和实验室测试的手段。

30.3.1 设计参数 Design Parameters

由于缺少有关增强热塑性塑料管坐底稳性分析的特别规则，现将 DnV RP F109（2007）[3] 作为设计标准和指南。刚性钢管与非金属管道之间稳性分析的主要区别在于配重方法不同。混凝土连续配重法通常被用作刚性钢管的坐底稳性缓解措施；因此如 DnV RP F109 所建议的那样，管道水力载荷可通过 Morison 力公式进行计算。然而，压载法一般应用于非金属管道，而 Morison 公式则因为不精确而不适用于此类情况。

表 30.3 为增强热塑性塑料管坐底稳性分析的环境数据，分析所需的有关增强热塑性塑料管的基本数据如表 30.4 所示。

表 30. 3　波浪和海流数据

参　数	单　位	数　值
海水密度	kg/m^3	1 025

（续表）

参　数	单　位	数　值
海水温度	℃	25
水深	m	75
最高天文潮位	m	2.1
平均天文潮位	m	1.2
最低天文潮位	m	0
有效波高 H_s（10 年）	m	4.0
有效波周期 T_p（10 年）	s	9.7
海流（100 年）	m/s	0.63

表 30.4　增强热塑性塑料管坐底稳性分析的基本输入数据

项　目	单　位	数　值	备　注
内径	mm	75	
外径	mm	110	
空气中管道重量	kgf/m	7.1	
空气中浸水管道重量	kgf/m	11.5	
管道沉没重量	kgf/m	–2.3	空管
浸水管道沉没重量	kgf/m	2.2	
等效密度	kg/m^3	1396	
土壤类型			砂
砂的沉没重量	kN/m^3	10	
波浪冲击角度	Deg	90	
海流冲击角度	Deg	90	

30.3.2 设计标准
Design Criteria

根据 DnV RP F109（2007）和其他等效设计规程[4–6]，如果满足下述标准，则需考虑管道应满足坐底稳性的要求。

侧向稳性：

$$\gamma_{SC}\cdot\frac{F_Y+\mu F_Z}{\mu W_S+F_R}\leqslant 1.0 \tag{30-1}$$

垂直稳性：

$$\gamma_{SC}\cdot\frac{F_Z}{W_S}\leqslant 1.0 \tag{30-2}$$

$$SG=\frac{W_S+b}{b}\geqslant 1 \tag{30-3}$$

式中：

γ_{SC} 为安全系数，取值 1.5；

F_Y 为侧向力；

F_Z 为垂向力；

F_R 为土壤阻力；

W_s 为管道单位沉没重量；

b 为管道浮力。

30.3.3 解析分析
Analytical Analysis

增强热塑性塑料管坐底稳性的解析分析系根据 DnV RP F109 进行。环境条件（波浪和海流）和管道参数参见上一节。稳性所需的附加压载重量取增强热塑性塑料管的单位长度平均值。

需包括增强热塑性塑料管的下述加载条件：

- 安装条件下的空管；
- 水压测试条件下的注水浸水管；
- 运行条件下的生产用管道；

● 运行条件下的空管。

根据式（30–1）~ 式（30–3）的设计标准，解析结果如表 30.5 所示。满足垂直和侧向稳性标准所需的最小附加重量为 11.7kgf/m。

表 30.5　解析分析结果

空管 SG	0.76
所需压载重量	3.274kgf/m
安全系数	0.15
侧向稳性核查	失效
所需压载重量	11.7kgf/m
压载管道 SG	1.96
侧向稳性核查	OK
最终压载结果	11.7kgf/m

30.3.4　有限元分析
FE Analysis

海底管道的时域动态分析是管道坐底稳性分析中最为复杂和精确的方法。一般而言，将 3 小时不规则波浪用于管道的坐底稳性分析。当上节所述的解析法不适用于坐底稳性分析时，则将此用于评估管道稳性。解析法系根据采用配重法的刚性管道开发而成。然而，增强热塑性塑料管的配重法属于干预方法或管道锚固技术，其不可连续使用，仅用在局部。对于沿着增强热塑性塑料管局部添加压载重量的方法，解析法并不精确，因为增强热塑性塑料管在压载重量位置处并不发生移动，但如果应力和应变设计标准均得以满足，则容许在压载重量之间的增强热塑性塑料管上出现较大的变形。

由于管道坐底稳性首先采用 ABAQUS 有限元分析子程序进行分析，进而根据被动阻力库仑摩擦模型为管 – 土相互作用建模以及把波浪和海流载荷施加在管道上[7]，已有若干采用类似方法的论文发表[8]。但是，对浅水区域内管 – 土相互作用机制和波浪载荷，仍需更合理的理论基础和更多理解。

图 30.5 为周期性侧向载荷作用下管道贯入深度的变化。在此情况下，当管道侧向来回移动时，就在管道前面形成土壤隆起。土壤对管道的侧向阻力与管道侧向位移之间的关系如图 30.6 所示（见图 6.14）。当管道前面形成隆起时侧向阻力明显加大，这会显著增加管道的横向承载力，进而防止出现侧向运动。

对于浅水区的小幅度波浪或深水区的长浪，波浪对增强热塑性塑料管的加载可采用 ABAQUS/Aqua 模块内可用的标准波浪理论进行建模，包括 Airy 波浪模型和五阶 Stokes 波浪模型。采用 ABAQUS/Aqua 模块内的子程序对三小时随机不规则波浪进行仿真。然而，这些模型不能应用于特定的水深，因为管道所遭遇的极端环境条件对坐底稳性分析而言已超出了 ABAQUS/Aqua 可用理论的极限。

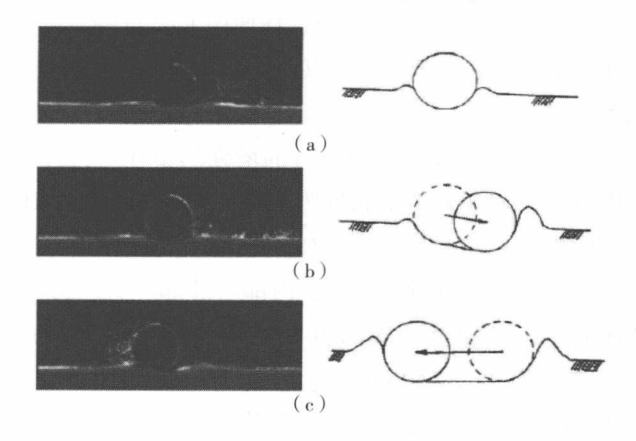


图 30.5　周期性载荷作用下管道在土壤中的贯入深度[8]

（a）初始沉降　（b）侧向运动　（c）反侧向运动

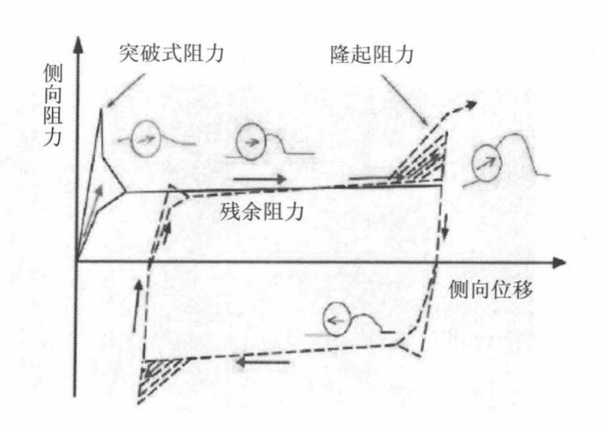


图 30.6　周期性侧向运动时管道上的侧向阻力

Dean[9] 通过开发纯数值程序而引入一种解决非线性波浪边界值问题（BVP）的方法，称之为流量函数理论。这一方法的一个主要优点是自由液面成为流线本身，其所遵循的是要求液面上的水质点实现平滑运功的自由液面运动边界条件系自动得以满足。与 Stokes 和 Cnoidal 理论相比，Dean 流函数理论的优点在于其可应用于更多的水深范围。而且迭代求解过程允许对非线性公式进行同步计算，以取代根据先前计算得出的低阶理论来依次求解问题。

Fenton[10] 则基于 Dean 流函数理论提出了一种理论。不像 Dean 所采用的最小平方误差法那样，Fenton 则采用牛顿法求解非线性公式，借用这一方式可使数值计算更为有效。其适用范围包括了 Stokes 和 Cnoidal 理论所涉及的领域，在浅水区内均属有效，如本书的图 7.3 所示。曾选择使用 Fenton 理论的流函数理论作为 ABAQUS/Aqua 用户子程序的基础理论，以便为增强热塑性塑料管坐底稳性分析的非线性波浪建模。

图 30.7 为在管道沿程上设有压载沉排的增强热塑性塑料管的 ABAQUS 有限元模型。模型中增强热塑性塑料管的长度为 150m，以 1500 PIPE31H 单元进行仿真。水深为 75m。该模型采用存在管 - 土摩擦的平整海床。在 ABAQUS 模型中，增强热塑性塑料管主要承受沉没重量、温度、内部 / 外部压力载荷以及 10 年重现期波浪载荷下的 100 年重现期海流。ABAQUS 模型包含下述四部分：

- 管道 → 三维梁单元 → 1500 个单元；
- 海床 → 采用管 / 土接触模型子程序的刚性表面，对管 - 土相互作用进行仿真，如图 30.6 所示；
- 子程序下的水环境（水深、100 年重现期海流和 10 年重现期波浪），采用流函数理论或三小时不规则波浪对波浪和海流载荷进行仿真；
- 沉没重量、温度、施加在每一个步骤上的内部和外部压力载荷。

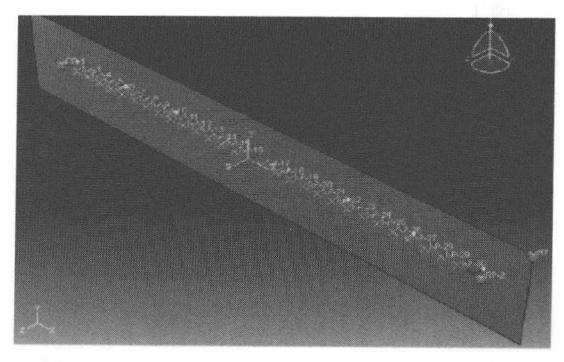


图 30.7　设有压载重量的增强热塑性塑料管模型

为比较各种波浪测试结果，将增强热塑性塑料管设定为 60s 规则波条件。图 30.8 为应变分布的仿真结果。最大主应变为 0.8%，其远小于增强热塑性塑料管所容许的 3.5%的应变。相应的位移分布如图 30.9 所示。计算得出最大侧向位移为 1.12m。

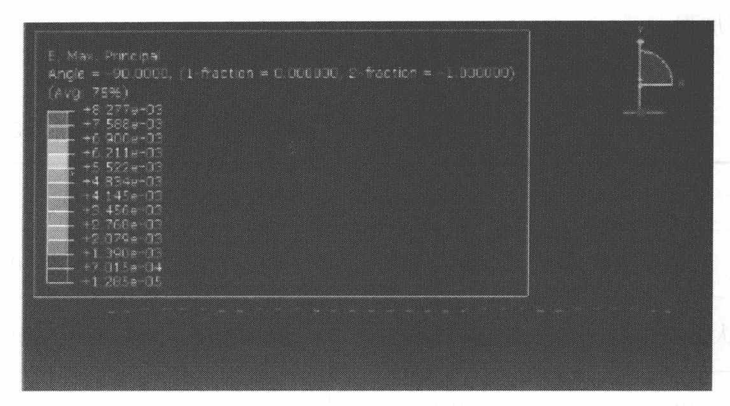


图 30.8　60s 波浪之后的增强热塑性塑料管应变分布

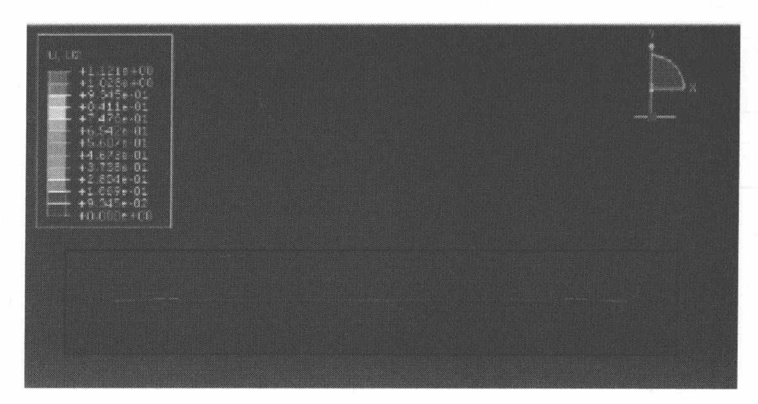


图 30.9　60s 波浪之后的增强热塑性塑料管侧向位移

30.3.5　实验测试 Experimental Tests

进行实验测试是为了研究增强热塑性塑料管坐底稳性中沉排的影响，按比例制作的原型系在浙大的循环水池中进行测试，该水池可制造具有不同浪高和不同波浪时间周期的规则波。

表 30.6 概述了无混凝土沉排增强热塑性塑料管的测试结果。规则波时间周期为 2s。随着浪高的增加，侧向运动也在加大。对于 0.4m 的水深，当最大浪高大于 50mm 时增强热塑性塑料管变得不稳定。图 30.10 所示为最大浪高与增强热塑性塑料管侧向运动之间的关系，此时当增强热塑性塑料管在侧向不稳定时侧向运动显著加强。

表 30.6　无沉排增强热塑性塑料管的测试结果，波浪周期为 2s

<table>
<tr><th colspan="4">沉排重力 =0kg，波浪周期 =2s</th></tr>
<tr><th colspan="2">测试区域的水深 =0.4m</th><th colspan="2">测试区域的水深 =0.6m</th></tr>
<tr><th>最大浪高 /mm</th><th>侧向位移 /cm</th><th>最大浪高 /mm</th><th>侧向位移 /cm</th></tr>
<tr><td>10</td><td>0.0</td><td>10</td><td>0.0T</td></tr>
<tr><td>20</td><td>0.5</td><td>20</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>30</td><td>0.8</td><td>30</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>40</td><td>1.2</td><td>40</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td rowspan="3">50</td><td rowspan="3">4.2</td><td>50</td><td>0.1</td></tr>
<tr><td>60</td><td>0.6</td></tr>
<tr><td>70</td><td>4.5</td></tr>
</table>

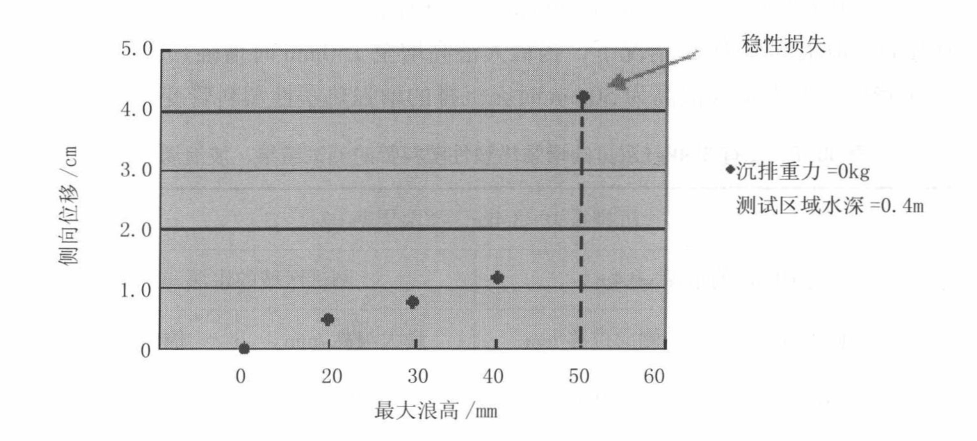
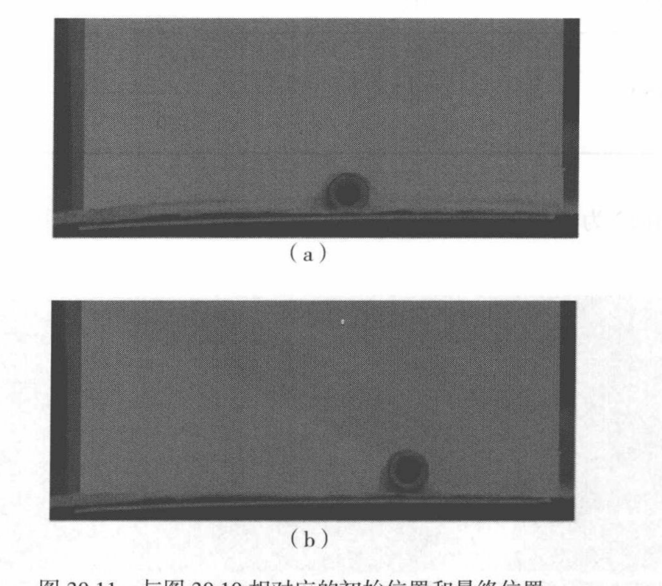


图 30.10　无沉排增强热塑性塑料管的浪高与侧向位移对比

图 30.11 为浪高为 50mm 时增强热塑性塑料管的初始位置和最终位置。增强热塑性塑料管明显受到波浪所致海流的移动。在此情况下，增强热塑性塑料管是不稳定的。



（a）

（b）

图 30.11　与图 30.10 相对应的初始位置和最终位置

（a）增强热塑性塑料管初始位置　（b）增强热塑性塑料管最终位置

表 30.7 为设有 3.4kgf 沉排重量的增强热塑性塑料管的测试结果。在水深为 0.4mm、波浪周期为 2s 情况下，当最大浪高增至 150mm 时增强热塑性塑料管变得不稳定，而在最大浪高为 50mm 时无沉排的增强热塑性塑料管变得不稳定。

表 30.7　设有 3.4kgf沉排的增强热塑性塑料管的测试结果，波浪周期为 2s

<table>
<tr><td colspan="4">沉排重力 =3.4kg，波浪周期 =2s</td></tr>
<tr><td colspan="2">测试区域的水深 =0.4m</td><td colspan="2">测试区域的水深 =0.6m</td></tr>
<tr><td>最大浪高 /mm</td><td>侧向位移 /cm</td><td>最大浪高 /mm</td><td>侧向位移 /cm</td></tr>
<tr><td>70</td><td>0.0</td><td>70</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>75</td><td>0.0</td><td>75</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>80</td><td>0.1</td><td>80</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>90</td><td>0.3</td><td>90</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>100</td><td>0.5</td><td>100</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>120</td><td>0.8</td><td>120</td><td>0.1</td></tr>
<tr><td rowspan="2">150</td><td rowspan="2">13.7</td><td>150</td><td>0.5</td></tr>
<tr><td>180</td><td>4.5</td></tr>
</table>

图 30.12 为使用沉排时增强热塑性塑料管位置的图像，其与表 30.7 的测试结果相符。

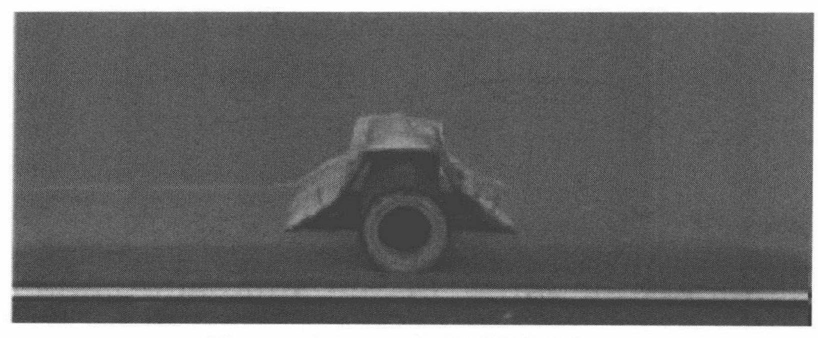


图 30.12　与表 30.7 测试结果相符的位置

表 30.8 为设有 3.45kgf 沉排重量的增强热塑性塑料管的测试结果。在水深为 0.4mm、波浪周期为 2s 情况下，当最大浪高增至 180mm 时增强热塑性塑料管变得不稳定，而在最大浪高为 50mm 时无沉排的增强热塑性塑料管变得不稳定。

图 30.13 为使用沉排时增强热塑性塑料管的位置，其与表 30.8 的测试结果相符。

表 30.8　设有 3.45kgf沉排的增强热塑性塑料管的测试结果，波浪周期为 2s

<table>
<tr><th colspan="4">沉排重力 =3.45kg，波浪周期 =2s</th></tr>
<tr><th colspan="2">测试区域的水深 =0.4m</th><th colspan="2">测试区域的水深 =0.6m</th></tr>
<tr><th>最大浪高 /mm</th><th>侧向位移 /cm</th><th>最大浪高 /mm</th><th>侧向位移 /cm</th></tr>
<tr><td>70</td><td>0.0</td><td>70</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>75</td><td>0.0</td><td>75</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>80</td><td>0.0</td><td>80</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>90</td><td>0.0</td><td>90</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>100</td><td>0.2</td><td>100</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>120</td><td>0.8</td><td>120</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td>150</td><td>1.0</td><td>150</td><td>0.0</td></tr>
<tr><td rowspan="4">180</td><td rowspan="4">13.7</td><td>180</td><td>0.1</td></tr>
<tr><td>200</td><td>0.6</td></tr>
<tr><td>250</td><td>1.5</td></tr>
<tr><td>280</td><td>13.7</td></tr>
</table>

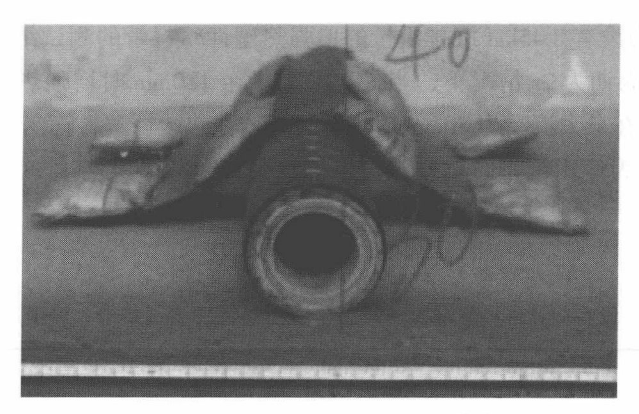


图 30.13　与表 30.8 测试结果相符的位置

30.3.5.1　水深的影响
Effect of Water Depth

对设有 3.4kgf 沉排重量的增强热塑性塑料管进行测试，是为了验证增强热塑性塑料管稳定时水深对最大波浪力的影响。根据实验结果，当在规定重量下造波高度为 150mm 时增强热塑性塑料管变得不稳定，但是 0.4m 水深的管道侧向位移则大于 0.6m 水深的。这表明水深对管道侧向位移确有影响，因为相同浪高时波生流速度在更浅水区中较大。

30.3.5.2　沉排间距的影响
Effect of Mattress Interval

表 30.7 和表 30.8 对实验结果进行了比较，以验证布重方式的影响。图 30.14 为两种不同的布重方式。

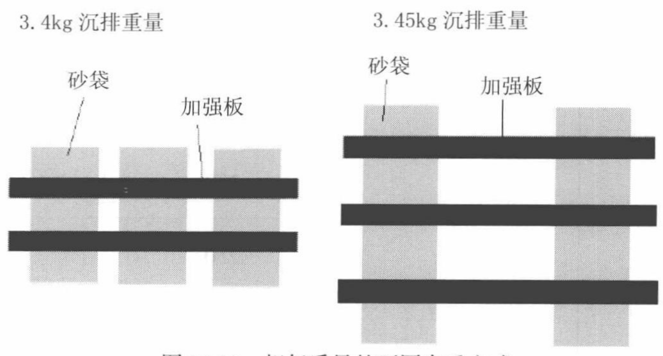


图 30.14　相似质量的不同布重方式

从实验结果可以看出，当使用更重型的沉排间隔时，增强热塑性塑料管变得更为稳定。

30.3.6 小结 Summary

把基于 DNV RP-F109 的解析分析与实验结果作比较，得出下述结论：

● DNV 绝对法的分析结果过于保守，尽管增强热塑性塑料管的两个端部均为自由设置；坐底稳性实验测试中最低所需的压载重量远低于解析法计算所得出的数值；

● 沉排间距和形状对增强热塑性塑料管坐底稳性有着显著影响；

● 水深对管道坐底稳性产生明显影响；当水深加大时影响减小。沉排可满足增强热塑性塑料管坐底稳性的要求。

● 实验测试过程中在增强热塑性塑料管周边观察到 Erosion 现象。

然而，按比例进行的增强热塑性塑料管测试存在一些缺点，如增强热塑性塑料管端部效应、侧向位移测量等。应进行全尺寸增强热塑性塑料管坐底稳性测试，以取得更为精确的结果。

30.4 参考文献 References

[1] L. Borgman, and R. Hudspeth, The Effect of Random Seas on Pipeline Stability-Volumes I & II, Pipeline Research Publication, American Gas Association, Arlington, VA, 1984.

[2] R.G. Dean, and M. Perlin, Inter-comparison of Near-Bottom Kinematics by Several Wave Theories and Field and Laboratory Data, Coastal Eng.,9, pp. 399-437, 1986.

[3] DNV, RP F109, On-Bottom Stability Design of Submarine Pipelines, 2010.

[4] DNV, RP E305, On-Bottom Stability Design of Submarine Pipeline, 1988.

[5] DNV, Environmental Conditions and Environmental Loads, 1991.

[6] DNV, Guideline No. 14, Free Spanning Pipelines, 1998.

[7] B. A. Ose, Y. Bai, P. R. Nystrøm, and P. A. Damsleth, A Finite Element Model for In–situ Behavior of Offshore Pipelines on Uneven Seabed and its Application to On–Bottom Stability, Proc. of ISOPE'99, 1999 .

[8] H. O. Zeitoun, et al. "Advanced Dynamic Stability Analysis" , OMAE 2009–79778.

[9] F. Gao, D.S. Jeng; and Y. Wu, Improved Analysis Method for Wave–Induced Pipeline Stability on Sandy Seabed, J. of Transportation Engineering, p590, July 2006.

[10] R. G. Dean, Stream Function Representation of Nonlinear Ocean Waves, J. Geophys. Res., Vol. 70, No. 18, pp. 4561–4572, 1965.

[11] J.D. Fenton, The Numerical Solution of Steady Water Wave Problems. Computers and Geosciences, Vol. 14. No.3, pp 357–368, 1988.

第 4 篇　钢管线管、焊接和安装

Steel Linepipe, Welding and Installation

第 31 章　高强度管线钢的应用

Use of High Strength Pipeline Steels

31.1 引言 Introduction

世界范围内对油气的需求在不断增长，这就要求建造具有最大输送效率的高压输气管道以尽量降低管道施工和输气成本，尤其是对于长距离管道。因而其趋势是采用直径更大的管线管和/或更高的运行压力，这导致使用强度更高的钢材等级以避免管壁过厚。在20世纪70年代早期，X70等级材料首次出现并作为管线管材料建造输气管道。此后，大量管道项目的应用证明了X70等级材料是一种非常可靠的材料。在X70材料令人满意的经验基础上，1985年X80管线管首次被试验性应用于一段3.2 km长的管段[1]。

业界针对用于酸性和非酸性条件下的新型钢材进行了研究和开发。为海底管道和立管研制的材料是适用于非酸性条件的X70和X80等级及适用于酸性条件壁厚可达40 mm的X65和X70等级。图31.1以拟用于酸性条件的一个生产批次的X65管道为例，示出了其分布曲线。可以看出，相对于纵向分布，横向分布更偏向右边。

本章将综述海底管道高强度钢的使用、技术挑战及解决方法。

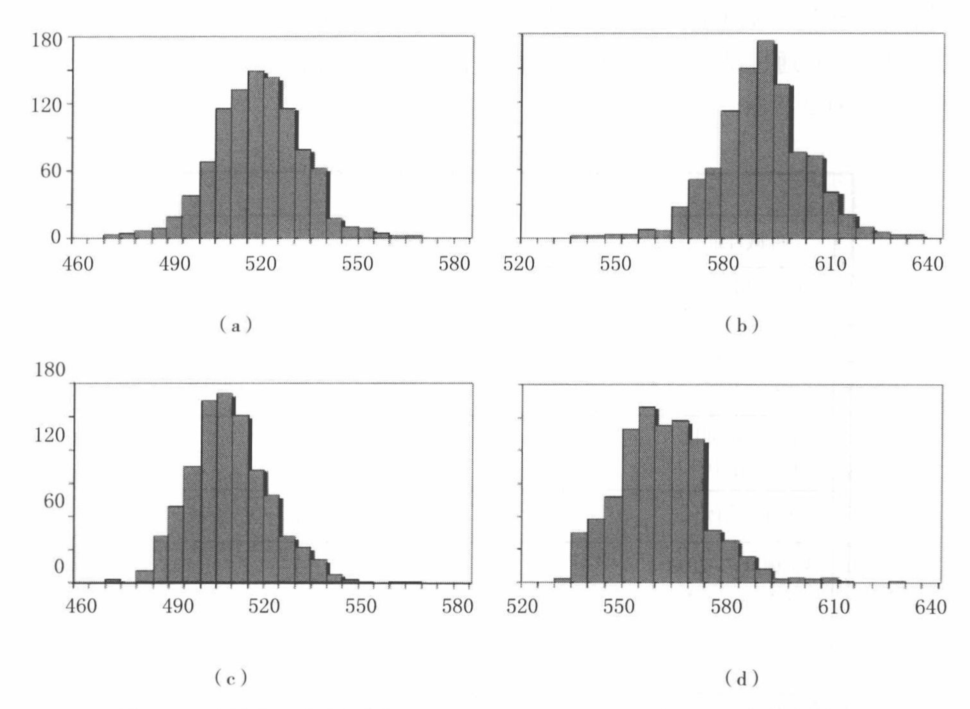


图 31.1　用于酸性条件下运行的 24in X65 管线管（壁厚 0.563in）分布情况

（a）屈服强度，横向　（b）拉伸强度，横向　（c）屈服强度，纵向　（d）拉伸强度，纵向

31.2　高强度钢管线管的应用 Usage of High Strength Steel Linepipes

31.2.1　X70 管线管的应用 Usage of X70 Linepipes

31.2.1.1　概述 General

对于离岸管道，目前的趋势是使用壁厚可达 40 mm 的 X70 管线管。随着壁

厚增加，要满足落锤撕裂试验转变温度的要求也更为困难。对于壁厚大于 30 mm 的情况，只有通过昂贵的轧制加工才能达到较低的转变温度。X70 管线管的机械性能如图 31.2 所示。

机械性能	要求	平均值 $\bar{X}$	标准偏差 S
横向屈服强度 $R_t0.5$[MPa]	＞482	525	12.6
拉伸强度 R_m[MPa]	＞565	635	14.0
屈服－拉伸比 $R_t0.5/R_m$[%]	＜92	82.6	1.6
伸长 A"[%]	＞25	34.8	1.6
CVN 韧度，-20℃			
焊接金属 [J]*)	＞50	172	36
HAZ [J]	＞50	146	64**)
母体金属 [J]	＞80	220	45

*) MnMoTiB 合金　　142 次加热

**) 非正态分布

97.14255

EUROPIPE

外径 682.4mm× 壁厚 15.9mm

API X70 等级管线管的产品测试结果

图 31.2　外径 682.4mm × 壁厚 15.9mm，API X70 等级管线管的性能

北海有一个使用 X70 等级管道的大型海上项目，由 Statoil 公司运营，连接挪威 Karstø 和德国 Dornum。这条管线的长度达 600 km，由 42 in × 壁厚 25~30 mm 管道制成。

在 1990 年代 Europipe 公司完成了外径 48" 壁厚 18.3~19.4 mm 的 X80 管道的开发，可用于制造陆地管线。已证明其技术能够稳定地大量生产用于长输送管的大直径 X80 管道 [2]。

就海上应用而言，业界已对一系列管道进行了铺管验证试验。行业合作项目 EXPIPE 验证了可将 X80 管道用于输出管道。

对于在酸性条件下运行的低合金钢管道，目前 X65 是得到认可的材料。炼

钢厂的特殊处理及能够满足化学成分的特殊要求有助于使其避免形成氢致开裂（HIC）成核点。对于微酸条件，生产试验表明开发高达 X80 等级的材料有着巨大的潜力[3]。

目前 X70 等级材料在许多国家广泛应用于高压输送管。表 31.1 所概述的供应商参考列表提供了 4 个供应商的 94 个项目的参考信息，此列表只是介绍，不够全面，因为还有其他供应商也提供此类等级的材料。1997 年 7 月 BP 公司在北海的管道项目铺设了直径为 24in 的 X70 管道，壁厚为 25.8 mm。参考列表还表明使用 X70 材料的海底项目较为有限（见表 31.2）。

表 31.1　主要管线管制造商的供应记录

供应商	等级 & 位置	参考数量	外径范围/in	厚度范围/mm	备注
Europipe	所有 X70 管道	35	30 ~ 48	11 ~25	所有均为非酸性气体管道，9 个国家
	X80	2	48	18.3	非酸性气体管道，德国 Ruhrgas
Sumitomo	X70 陆地管道	33	20~56	7.9~35	气体管道：苏联 17、美国 4、加拿大 2、马来西亚 1 以及孟加拉国 1
	X70 海底管道	2	18~24	22~32	两条管道均可用于注水
	X70 其他管道	2	28	31	用于美国 Shell 公司的张力腿平台
	X80	1	21	22	用于 Vetco/Shell 公司的钻井立管

（续表）

供应商	等级 & 位置	参考数量	外径范围/in	厚度范围/mm	备注
Nippon Steel（注释 1）	X70 陆地管道	6	24~42	7.4~20.6	主要订单来自美国、阿拉伯联合酋长国、哥伦比亚、马来西亚以及其他较小订单
	X70 海底管道	1	32	14	只有较小订单
	X70 其他管道	1	44	38	挪威 Conoco 公司，5000 t，使用未作说明
	X80	无			
NKK（注释 2）	所有 X70 管道	8	24~56	9~34	
	X80	3	26~48	10.5~16	42" 和 48" 订单来自加拿大，26" 订单来自 Vetco Gray

注：

1. Nippon Steel 公司的参考数量难以说明，由于等级未知故略去俄罗斯订单，结构钢订单也被略去。
2. 据信所有 NKK 参考数量都为陆地管道。

表 31.2　1997年的 X70海底管道项目

日期	位置	陆地 / 海上	长度 /km	外径 /in	壁厚 /mm	钢材来源，类型	焊接方法	注
1997	Shell Oil Mensa[1] 墨西哥湾	海上	100	12	19,21,32	–	Phoenix 自动气体金属弧焊与 shaw 自动超声检测	2
1997 年 8 月	BP ETAP, 英国北海	海上	74	24	25.8	UOE	Passo 气体金属弧焊	3
1997 年 7 月	Britannia, 英国北海	海上	190	28	17.5	–	Passo 气体金属弧焊	3
1997	Norfra Pipeline, 挪威至北海 Franla	海上	840	42	–	–	–	4

注：
1. 所示信息均基于可用数据；
2. 由 Allseas 公司完成；
3. 由 EMC 公司完成；
4. 详细信息可参见 Thorbjornsen 等人的著作（1997）。

31.2.1.2　Oman–India 气体管道 Oman–India Gas Pipeline

1993 年 7 月开始的一项研究旨在确定安装一条连接 Oman 气藏与印度市场的海底管道的可行性。初步路径超过 1100 km，穿越水深达 3500 m 的阿拉伯海，可直接将 Oman 和印度连接起来。Oman–India 气体管道（O–IGP）项目目前处于停顿状态，其设计还未超出初步阶段。

Oman–India 气体管道为内径保持不变的 24in 管道，推荐使用的管道等级为 X70。计算表明在大多数情况下路径沿程的壁厚主要由防止外部压力压溃所决定，如表 31.3 所示。深水静水压溃设计方法的详细进展情况可参见文献 [4]。

表 31.3 基于管道压溃所需的壁厚

水深 /m	壁厚 /mm		
	API 5L X65	API 5L X70	API 5L X80
3500 ~ 3000	44.0	41.0	38.0
3000 ~ 2500	39.0	37.0	36.0
2500 ~ 2000	35.0	34.0	33.0
2000 ~1500	31.0	30.0	29.0
1500 ~ 1000	27.0	26.5	26.0
1000	22.7	22.0	22.0

31.2.1.3 Britannia 管道 Britannia Pipeline

Britannia 气田位于中北海，距离 Aberdeen 东北约 200 km，Forties 北方约 45 km，是一个天然气凝析气田。Britannia 运营有限公司（BOL）是由 Chevron 公司和 Conoco 公司成立的联合公司，代表合作各方运营 Britannia 气田。

干气通过管道以致密相形式输送至位于 St Fergus 的 Mobil SAGE 管道终端延伸段，天然气在管道终端处进行处理并输入英国天然气国家输送系统。在海上形成的天然气凝析物则通过连接 Britannia 平台和 Forties Unity 平台的凝析物输送管输送至 Forties 管道系统。

输气管的标称直径为 28in，长 186 km，内圆直径 650.6 mm，其设计压力为 179.3 barg，设计寿命 30 年，管道等级为 X70。14in 凝析物管道长 45 km。Britannia 管道于 1997 年竣工。

陆地管道需根据横向屈服强度确定。其钢材（TMCP, UOE）制造方法表明轴向屈服强度大约低于 4~5 ksi（~30 MPa）。

31.2.2 X80 管线管在陆地管道的应用 Usage of X80 Linepipe Onshore

炼钢厂（例如 Europipe）能够提供直径为 20~60 in、壁厚为 12~32mm 的高强度大直径管道 [5]。目前已知有 5 个陆地项目使用了 X80 管道，德国 Ruhrgas 股份

公司于 1992 年订购管线管用于建造世界上第一条等级为 X80 的管道。

连接德国 Schl ü chtern 和 Werne 的 48in Ruhrgas 管道长度为 260 km，完全按照 X80 等级的性能要求进行设计和建造。这条管道安装于 1992~1993，与前东德新联邦州的已有管道连接并与 1993 年末投入运行，其详细信息可参见[6、7]。

位于德国 Ratingen 的 Europipe 有限公司为项目供应了所有管道。所用材料的标号为 GRS 550 TM，由位于德国 Muelheim 的 Mannesmannroehren-Werke（MRW）股份公司制造，其规定最小屈服强度（SMYS）为 550 MPa，最小拉伸强度为 690 MPa。与其相比，API 5L X80 等级的规定最小屈服强度为 551 MPa，最小拉伸强度为 620 MPa。

为了确定管道钢材和焊件的性能而制定了试验计划，试验中得到的值要大于规定最小屈服强度和拉伸强度值。测得的基材冲击能量值大于 95 J，因而超过了欧洲管道研究小组（EPRG）推荐的最小阻裂值。在落锤撕裂试验（DWTT）试样上测得的延脆转变温度要大大低于规定试验温度 0℃。在 0℃测得的纵向焊接金属的冲击能量值为 100~200 J，0℃是德国通用的规定试验温度。基材和焊接金属的冲击能量平均值分别为 190 J 和 158 J[7]。

焊缝强度检验使用了扁平横向焊缝试样，其焊缝余高已加工去除。所有试样均在焊缝区域外侧的母体金属处发生失效。为了达到焊接金属和焊接连接的机械技术性能需针对 GRS 550 TM 材料的现场焊接开发新的方法。此项目表明有必要采用手工焊接技术，并且对于根焊和热焊使用纤维素涂层焊条，而对于填充焊道焊接和盖焊则使用石灰涂层（碱性）焊条。

31.2.2.1 NOVA 管道项目
NOVA Pipeline Projects

供应两个加拿大项目的管道为 CSA Z245.1，表 31.4 列出了其典型成分。第一个项目为 Express East 压缩机站的管道短（126 条焊缝）跨段，管道直径为 42in，压缩机站位于加拿大 Alberta。项目于 1990 年竣工，管道由一家日本钢铁厂供应。第二个项目为 Mitzihwin 项目的 48in 直径管道，长度 53.8 km，位于加拿大 Alberta，竣工于 1994 年，由一家加拿大钢铁公司供应管道。

这三个项目表明能够稳定地生产用于长管线的大直径 X80 管道，但 X80 项目所选择的焊接程序和焊接耗材差别很大。Ruhrgas 和 Mitzihwin 项目均能顺利地对 X80 管道进行现场焊接，这些项目表明使用熔化极气体保护电弧焊工艺的传统自动焊接可以在海上管道上形成高质量的稳定焊缝。

表 31.4　X80管线管和感应弯管的化学成分

典型值，重量 %	Ruhrgas 项目 Schl ü chtern 至 Werne 的 48" 管道		加拿大 Empress East 压缩机站	加拿大 Mitzihwin 项目
元素	TMCP 管线管[7]	Bends Q&T 管道[6]	日本 42" 外径 UOE 管道[8]	加拿大 48" DSAW 螺旋管[8]
C	0.09	0.12	0.06	0.04
Si	0.04	0.45	0.3	0.35
Mn	1.91	1.75	1.81	1.77
P	0.016	0.015	0.008	0.014
S	0.0009	0.003	0.003	0.005
Cu	0.04		0.16*	0.38*
Cr	0.05		0.02*	0.06*
Ni	0.04		0.09	0.15
Mo	0.01	0.22	0.18	0.26
V	–	0.06	0.08	0.00
Nb	0.042	0.035	0.03	0.09
Ti	0.018		0.01	0.03
Al	0.036	0.04	0.026	0.032
N	0.0035			
B	0.0003			
CE（IIW）	0.43	0.48		

注：原始参考有印刷错误，这些值均作为 Cr 的值给出，因而是不正确的。

31.2.3　高于 X80 等级的高强度钢 Grades Above X80

过去 50 年里所用的屈服强度水平提高了一倍。各等级开发的重叠阶段如图 31.3 所示[9]。当前对高等级材料的开发方兴未艾，有几家公司正在对 X100 等级积极开展研究，但目前尚未见项目使用[5、10、11~12]。企业联盟对于 X100 等级高强度钢未来发展的观点可参见 Graf and Hillenbrand[2]。1997 年 UOE 管道的供应能力

如表 31.5 所示。

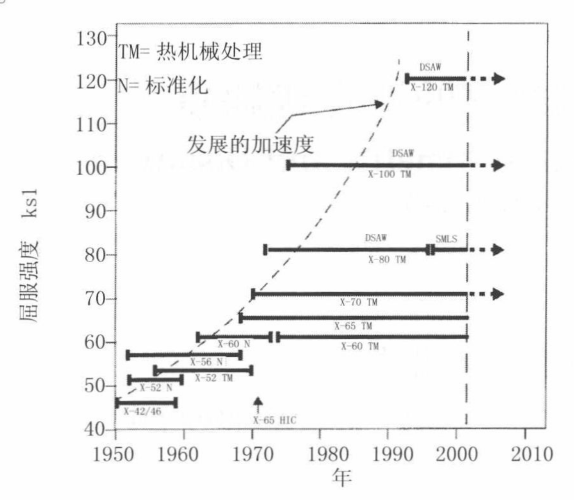


图 31.3　高强度管线管的发展和历史

表 31.5　1997年 UOE管道的供应能力

供应商	可提供的最大单节长度（ft/m）	最大厚度处的外径范围 /in（注释1）	各等级的最大厚度 /mm（四舍五入）					供应历史（管道）	
				X60	X65	X70	X80	X70	X80
British Steel	45 / 13.7	30~42	49（X52）		37	35	32	无	无
Europipe	60 / 18.3	20~64	40（X52）	36	36	34	30	有	有
Sumitomo	60 / 18.3	30~48			38	38	32	有	无
Nippon Steel	60 / 18.3	29~56	40（GrB）		38	36	33	有	无
Kawasaki	60 / 18.3	20~64		38	36	33	24	未提供	
NKK（注释2）	60 / 18.3	16~56		33 / 29	33 / 27	32 / 26	29 / 26	有	有

注：
1. 外径范围因等级而异，表中值为 X65 等级。
2. 先列出的是 18 m 管道的壁厚，然后是较短的 13 m 管道的壁厚。

31.3 高强度钢的潜在优缺点 Potential Benefits and Disadvantages of High Strength Steel

31.3.1 高强度钢的潜在优点 Potential Benefits of High Strength Steels

潜在成本降低

成本降低依据的前提是材料屈服强度增加使内部（或外部，在深水情况下）压力容器所需的壁厚减小，因而所需钢材总量减少。对使用高强度钢材的直接和间接后果进行费用考虑后，估计若用 X80 管道替代 X65 管道铺设 42in 离岸管道，项目总成本可节约 7.5%[14]。虽然 X80 管道每吨成本要高 10%，但每米成本要低 6%。其他可节约成本的因素有运输、焊接耗材、焊接设备租用以及总铺管时间。

就最近竣工的 Britannia 气体管道而言，细部工程成本研究表明通过将管线管材料等级从 X65 提高至 X70 可削减约 350 万美元成本。CAPEX 项目成本约 2.25 亿美元。尽管与使用高强度材料没有直接关系，但其他可节约成本的潜在因素包括：

● 尺寸定义比普通 API 5L [14] 更严格。可考虑减小 API 5L 要求的椭圆度和壁厚公差，减小公差的成本应与预计会加快的管道施工速度及力学设计中壁厚减小进行成本比较。

● 采用基于工程关键性评估的接受准则确定管道环形焊缝的最大容许缺陷尺寸。焊缝缺陷接受准则一般根据工艺标准，而工程关键性评估程序则通常基于裂纹尖端张开位移（CTOD）试验结果。缺陷长度值需根据塑性压溃计算结果，计算所作的假定涉及流动应力及环形焊缝和母体金属焊缝的屈服 / 拉伸强度比。

● 可考虑非标准管道直径。基于管道内径的优化表明采购所需内径的管道而不是选择较大的标准尺寸可降低管线管的成本。

● 取消工厂静水试验并适当增加无损探伤。

管道焊缝传统上通过目视检查和射线照相术进行检验。射线照相系统可生成

检验焊缝的实时图像，一般通过使合适的胶片曝光来获取焊缝的射线照片，然后在检查解读前对胶片进行处理和显影。实时系统将焊缝图像显示在屏幕上，无需胶片处理即可检查。射线照片可存储在数字光盘上作为永久存档并能快速检索。与传统方法相比，实时系统可减少检验每条焊缝所需的时间。

作为射线照相术的替代方法，也可使用高速超声波检验。在加拿大，此方法已经成为检验熔化极气体保护电弧焊（陆地）管道环形焊缝的标准无损检测方法。目前可用的高速超声波设备能够在 90 秒内对直径为 40in 的环形焊缝进行检验。并且在生产焊接完成后可立即进行检验。这种技术的局限性是当壁厚小于 10 mm 时不太可靠，但对于壁厚大于 10 mm 的项目，超声波检验是合适的选择。对陆地和离岸管道焊接进行自动超声波检验可降低施工成本。

壁厚和施工

假定设计条件类似，简单地提高管道等级可相应减小壁厚并带来成本优势。此外，壁厚较小对施工活动也会产生各种影响，其所需的现场焊接更少，因而理论上存在减少施工 / 铺管时间的可能性。

通过提高材料等级，就有可能在更深的水域铺设管道。壁厚较小对安装方法有直接影响，因为对铺管驳船张紧器的要求与水深和管道重量相关。就 Oman-India 气体管道项目而言，控制悬链线所需的顶部张力高达 10 600 kN，问题是如何在正常铺管作业中铺放这种管道。建议所用铺管驳船的拉伸能力至少为 26 700 kN。此要求由湿屈曲放弃 / 回收状况决定，即屈曲与破裂一起发生并导致管道浸水。可使用 J 型铺设技术，但铺管速度较慢。

焊接性

厚壁会产生与焊接性相关的额外问题。随着管线管壁厚增加，焊缝冷却时间也增加，可能导致的问题涉及硬度、断裂韧度及冷裂（当使用非氢控制焊接工艺时）。因材料强度增加而减小壁厚还可缩短焊缝的冷却时间。

清管要求

深水中壁厚较大处的管段可能会影响智能清管器发挥其全部能力。对壁厚的限制取决于所用清管工具的类型。

31.3.2 高强度钢的潜在缺点 Potential Disadvantages of High Strength Steels

增加单位体积的材料成本

材料等级的增加通常意味着材料成本的增加（见图 31.4），但有意思的是对于特定设计工况，材料等级增加可使每米成本略微下降。

供应商有限

世界范围内能够提供等级高于 X70 的材料并且得到认可的供应商仍然比较有限。

焊接限制

就 X80 钢的焊接性而言，因为仅在不多的陆地项目得到应用并且没有海上应用经验，所以存在中等程度的延期和成本增加风险。更多的工艺限制和更复杂的控制可能会使达到所需焊接质量的速度降低。由于世界范围内焊接 X80 管道的经验都比较有限，因而必须对一些关键焊接问题进行深入研究，特别是焊接耗材。

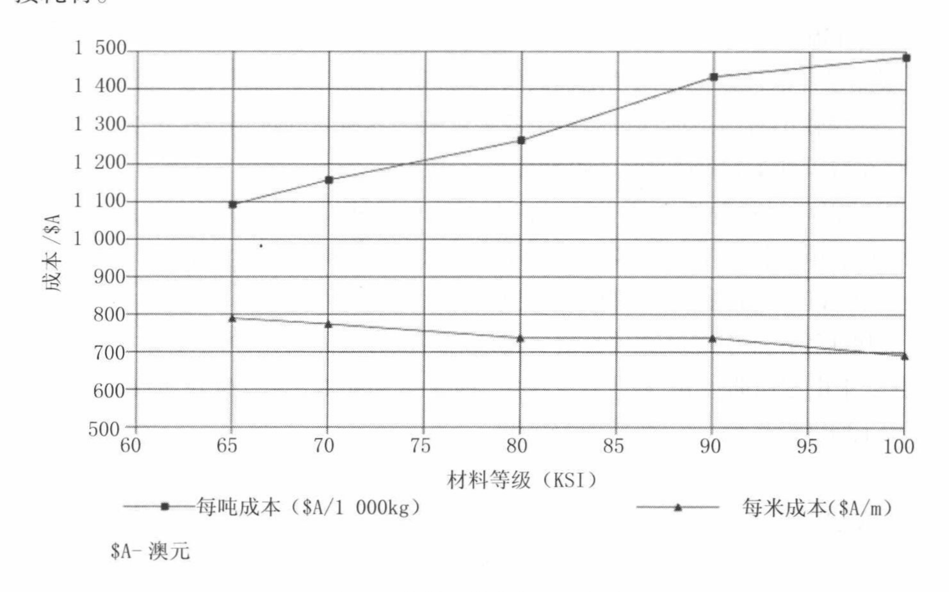


图 31.4 高等级管线管的成本变化

注：基本工况为 46" 管道，壁厚 1"，材料等级 X65

海上安装能力有限

具备得到认可的 X70 钢管焊接经验的海上铺管安装承包者数量有限。此外，通过 J 型铺设法铺放深水管道的经验局限于直径相对较小的管道。

修理问题

任何管道的修理技术在很大程度上都取决于水深。对于无潜水员水深（即无法使用潜水员的水深）以及不使用无潜水员高压焊接系统（即无潜水员水下焊接

系统）的情况，目前进行深水修理需使用机械连接器。通过金属 – 金属密封装置将此类连接器固定于管道开口端。

不管是潜水员水深还是无潜水员水深，目前还没有通过高压焊接对 X70 或更高等级的材料进行过修理，因而尚无高压条件下与其特性相关的信息。应关注并开展研究计划以增进对此领域的理解。

一种替代修理方法是使用带压开孔技术，绕开管道受损区域。但对于海上应用而言，这种技术的经验较为有限，并且显然未在高强度材料管道上经过验证。

带压开孔修理通常用于 API 5L X65 或更低等级的陆地管道。BS 6990[15] 说明未进行焊接试验前不应对屈服强度超过 X65 的材料进行带压开孔焊接。高等级管线管的焊接性较差并且焊接至运行管道时冷却速度过快使带压开孔作业的安全风险增加。对于等级高于 API 5L X70 的管道，建议不可实施带压开孔作业，除非进行过大量焊接试验。

此外，水下带压开孔技术仅限于最大尺寸为 24/36in（即 24in 管道绕开 36in 管道的受损区域）、水深 100 m 及压力相对较低的管道（1000 psi）。因而需要对这种技术进行深入评估。

31.4　高强度管线管的焊接 Welding of High Strength Linepipe

31.4.1　标准焊接技术的适用性 Applicability of Standard Welding Techniques

用于管道施工的焊接技术包括保护金属弧焊（SMAW）、气体金属弧焊（GMAW）、潜弧焊（SAW）、药芯焊丝弧焊（FCAW）以及钨极氩弧焊（GMAW）。所有这些技术都已成功应用于 API 5L X65 及等级更低的管线管，并与得到广泛认可的管道施工规范和标准保持一致。

当焊接高强度等级的管线管（X70 及更高）时，通常会指定特殊技术以避免在高强度焊缝中出现缺陷。还需采取一些额外措施，包括：

- 对连接准备和对直进行控制；
- 进行足够的预加热；
- 进行额外的层间磨削；
- 仔细选择电气特性；
- 根部焊道完成前管道不可移动。

以下章节将介绍标准焊接技术在陆地和离岸管道施工中的特殊应用。

陆地管道

保护金属弧焊工艺是陆地管道的标准焊接方法。低氢保护金属弧焊已应用于等级高达 API 5L X80 的管道。纤维素保护金属弧焊由于存在氢裂问题，通常不用于强度高于 API 5L X70 的管线管。对等级高于 API 5L X70 的陆地管道，需使用低氢工艺，例如气体金属弧焊或药芯焊丝弧焊。项目焊接经验的详细信息可参见下文第 31.4.2 节。

离岸管道

铺管驳船在铺设离岸管道时广泛使用半自动气体金属弧焊工艺。气体金属弧焊对材料碳当量的变化较为敏感，通常随着等级提高，管线管的碳当量降低。气体金属弧焊对管线管的硼合金化也较为敏感，但日本和欧洲工厂对硼的控制非常好，因而只要使用高质量管线管就无需考虑这个问题。对于强度大于 API 5L X70 的管线管，开发气体金属弧焊程序可能需要较长时间。

第三代铺管驳船将潜弧焊用于双管连接。潜弧焊是一种高热输入高稀释工艺，因而被焊接管线管的化学成分对最终焊缝的性能有着较大影响。

采用潜弧焊焊接 API 5L X70 和 X80 管线管时需仔细控制合金化元素，确保焊缝的最终性能符合要求。因为从管线管融入诸如铝这样的元素，所以曾出现过潜弧焊焊根韧度较差的问题。为了确保与拟采用的潜弧焊程序保持一致，应该让施工承包商在管线管制造前审核化学成分要求。

目前药芯焊丝弧焊已被用于结构焊接及对管道焊缝进行特定修理。药芯焊丝弧焊的焊缝性能通常较好，但曾经发生过焊缝韧度一致性问题。为其开发的焊接耗材可用于焊接等级高达 API 5L X80 的管线管。

钨极氩弧焊的焊缝质量非常高，并有着极佳的性能。但工艺速度较慢，通常不用于离岸管道（例外情况是高压焊接及焊接防腐材料）。

原则上只要为焊接程序和焊接耗材开发额外分配时间，所有标准管道焊接方法（纤维素保护金属弧焊除外）应该都适用于焊接 API 5L X70 和 X80 管线管。

31.4.2 现场焊接项目经验 Field Welding Project Experience

手工焊接

根据 Megal II 和 Ruhrgas 管道的质量要求，需要开发一种焊接程序，能够在使用纤维素焊条进行传统垂直下向焊接的过程中克服高强度焊缝金属发生冷裂。所采用的技术对于根部焊道和热焊道使用传统纤维素焊条，而对于填充焊道和面焊道则使用碱性焊条。根部焊道使用低匹配焊接耗材进行焊接，而填充焊道使用过匹配焊接耗材。上述焊接均为下向焊接。表 31.6 列出了用于不同焊道的焊接耗材。

表 31.6　不同焊道的焊接耗材

焊道	焊接耗材		
	类型	AWS 牌号	直径（mm）
根部焊道	纤维素	E6010	4
热焊道	纤维素	E9010–G	5
填充焊道	碱性	E10018–G	4, 4.5
面焊道	碱性	E10018–G	4

注：
上述数据根据 Graf 等人 [6]，Chaudhari 等人 [7] 给出的根部焊道和热焊道焊接耗材不同，为 E7020–A1。

应注意的是下向焊接为管道标准（至少在日本以外的其他国家），因为这是所有焊接方法中速度最快的。下向焊接传统上使用纤维素焊条，因为纤维素焊条有一定的水分含量，所以不是“低氢”，但当采取其他可防止氢裂的适当措施时也能用于传统管线管钢材。除了管线管外，下向焊接被认为不适合进行高质量焊接作业，因而日本对下向焊接更为谨慎。

高强度钢和焊缝金属对氢裂较为敏感，采用纤维素焊条无法可靠焊接，所以需要“低氢”焊接耗材，例如碱性焊条，按照日本作业惯例通常将其用于上向焊接。纤维素焊条曾用于 Ruhrgas 管道的垂直下向焊接，但焊工仅进行了 2 周专门培训。

这种方法对前两条焊道采用传统焊接，不损失生产率且无冷裂风险。Chaudhari 等人[7] 认为对于后续焊道使用碱性焊条仅损失少许生产率，这是基于总焊接循环时间为 5~6 小时，其中包括 3.3 小时用于在连接之间移动设备及安装等。如果仅考虑焊接时间，Chaudhari 等人介绍（所有焊道均）使用纤维素焊条完成一个连接的时间为 103 分钟，与之相比使用碱性低氢焊条的时间是 137 分钟[8]。焊接时间显著增加了 33%，这是为了通过碱性焊条获得更好的力学性能，而时间增加则是由于需要更多的“收弧”时间用于去除焊道之间的碱性焊渣。

据报告手工现场焊接的返修率小于 3%，热影响区盖面的最大硬度为 350 HV10。

自动焊接

X80 材料自动焊接的总体介绍可参见 Price[16]、Chaudhari 等人和 Laing 等人[8] 介绍了三个项目使用自动焊接的经验，三个案例均采用 CRC Evans 气体金属弧焊自动系统。

- 使用内部根部焊道并结合外部焊道熔敷较窄的缺口斜面；
- Empress 项目的所有外部焊道均使用脉冲气体金属弧焊，与传统气体金属弧焊相比其焊缝金属和热影响区的韧度得到了提高；
- 所有三个项目均使用钛处理焊丝，德国项目所用的 Thyssen 焊丝含 1% Ni, 0.4% Mo，加拿大项目未使用这种焊丝。

Mitzihwin 项目的平均速度是 1 天 8 小时内在外径 48in × 壁厚 12.1 mm 的管道上完成 103 条对接焊缝，但其返修率与其他两个项目的 4% 相比较高，达到 6%[8]。据介绍可与之进行比较的后续项目的返修率低于 1%。

现场焊缝的性能

对焊接工艺的层间关系和性能进行详细审核超出了本研究的范围。此处应指出的是对于壁厚为 10.6~18.3 mm 的 X80 管道，所有案例均符合项目规范的焊缝质量、强度及韧度要求，因而根据所开发的技术，可以考虑使用于陆地和离岸 X80 管道。

31.5 阴极保护 Cathodic Protection

海底管道必须与海水阴极保护相容。高硬度钢存在因氢脆而导致脆性失效的风险。硬度值小于 350HV10 的钢材通常能够满足相容性要求，此限制适用于母体金属及所有焊缝区域。Chaudhari 等人和 Laing 等人介绍手工焊接的最大值为 350HV10（Ruhrgas 项目），而自动焊接的最大值为 303HV （三个项目，未提供试验载荷）[7，8]。已证实 350HV10（维氏硬度试验中 10 次 10 g 载荷）是可以接受的最大硬度，在海水中使用传统牺牲阳极阴极保护的情况下（尽量减小负电位，提高极化电位）能避免结构钢和焊缝发生氢脆。所有案例的最大值均出现在热影响区，此数据表明可以在传统极限范围内焊接 X80 管道并与阴极保护相容。

就 X80 以上等级的未来发展而言，有必要指出两点：

（1） 用于海水环境的牺牲阳极阴极保护系统可以控制电位（普通系统为全开路电位），这样就能使用高硬度值钢材。开路是被保护钢材与采用传统方法安装的牺牲阳极存在最大负电位（或极化）的状态，当要求电流较小时，实际上（几乎）不发生电流流动。这种状态对于析氢是最不利的，将导致氢裂。钢材通常需要与此电位相容，该电位是比防腐电位更高的负电位。目前的智能阴极保护系统配备了局部电位传感器，可控制施加电位，使其仅为防腐所需的值，这样就能将氢裂风险降至最小。此类系统已应用于自升式钻井平台的高强度钢，以前认为高强度钢会因吸收氢而发生破裂。

（2）开发酸性条件下运行的管线管时可使用较低的硬度极限值，通常为 250~275HV10。

存在阴极保护时的腐蚀疲劳是次要考虑因素，因而管道一般不会针对规定疲劳寿命进行设计。但在海底管道出现跨段的情况下可能需要关注疲劳问题，所以确认备选材料不存在与确定等级相关的退化疲劳特性是明智的做法。问题源自在阴极保护作用下出现吸收氢的不利情况，会对韧度和疲劳裂纹扩展速度造成负面影响。Healy 和 Billingham 介绍在阴极保护作用下高强度等级材料的疲劳特性与传统钢材相似，但应获取与备选管线管钢材相关的信息[17]。

陆地管道同样需要与阴极保护相容，上述硬度标准通常也是适用的。出现外应力腐蚀裂纹（SCC）与钢材等级无关。氢脆与吸收氢相关，通常发生在海水中。外应力腐蚀裂纹是完全不同的情况，为一种已知的陆地管道风险，但也可能成为所有管道都面临的问题。

31.6 高强度钢的疲劳和断裂 Fatigue and Fracture of High Strength Steel

建议获取拟使用材料的疲劳数据并应用于力学设计。离岸管道强度设计所用的许多极值都以疲劳寿命为基础，这些极值通常基于低强度钢试验的经验数据确定并留出安全裕度。一般而言，钢材的耐疲劳失效能力随着屈服强度的增加而提高。在热屈曲分析及悬跨段和管道稳性分析时，可将管线管制造商提供的疲劳分析数据与管道规范的要求进行比较。

随着管线管强度增加，焊缝金属也需要增加强度并具有足够韧度，确保环形焊缝的过匹配特性。

31.7 材料性能要求 Material Property Requirements

31.7.1 环向要求 Circumferential Direction

应确定热影响区（HAZ）和焊缝金属所需的裂纹尖端张开位移值要求，这与特定设计条件相关，涉及可能出现的纵向焊缝缺陷的类型和大小。一般通过采用英国标准 BS 7910 的工程关键性评估（ECA）确定所需裂纹尖端张开位移值[18]。

经营者的焊接认证规范对可能出现的纵向焊缝缺陷大小进行了规定，典型值

为：深度 3 mm× 宽度最小 25 mm× 管道壁厚。

现场使用管线管的实践经验表明管线管极少因环向裂纹尖端张开位移值不够而发生结构失效。对纵向裂纹尖端张开位移要求也应进行类似观察。因而建议对以下因素进行精确评估：

- 裂纹尖端张开位移试验方法、散布以及散布的统计评估；
- 减少裂纹尖端张开位移试验次数的可能性；
- 工程关键性评估中确定裂纹尖端张开位移要求时所用的安全系数；
- 工程关键性评估设计公式和分析方法。
- 断裂通常发生在焊件上，管道的焊接性是比裂纹尖端张开位移值更重要的参数。

31.7.2　纵向要求 Longitudinal Direction

当采用工程关键性评估（例如 BS 7610）计算极限加载条件以避免发生断裂时，管线管的纵向尖端张开位移值会影响断裂极限状态。

避免发生断裂所需的尖端张开位移值取决于环形焊缝缺陷的可能尺寸及所施加的载荷。对于缺陷深度为 3 mm、壁厚为 25.4 mm 并且加载至总应变的 0.5%，当尖端张开位移最小为 0.10 mm 时，缺陷长度为 177 mm（7× 壁厚）是安全的，参见 Knauf 和 Hopkins [12]。对于不稳定断裂和环向尖端张开位移的论述也适用于纵向。

实际情况是只要基于应变的设计适用于设计方案，纵向屈服应力不会对管道强度产生显著影响。这种说法的依据是运行状态下作用于管道的应变通常低至 0.2%，除非管道处于较高拖拉载荷的作用下。

例外情况是一些特殊的材料问题，可通过引入应变硬化参数替代 *Y/T*（额定最小屈服强度 / 额定最小拉伸强度）比要求，例如 Ramberg–Osgood 公式所用的 R 和 n。BS 7610 中的 2 级和 3 级失效评估图也考虑到了应变硬化效应。

31.7.3　材料性能要求的比较 Comparisons of Material Property Requirements

哪些材料性能才是局部屈曲 / 压溃的主要因素呢？答案是取决于以下载荷：

- 对于内部压力容器，为环向额定最小拉伸强度；
- 对于外部压力导致的屈曲，为环向额定最小屈服强度；

● 对于弯曲压溃，为纵向额定最小屈服强度；

● 对于内部压力和弯曲都存在的情况，为环向额定最小拉伸强度及纵向额定最小屈服强度和额定最小拉伸强度；

● 对于外部压力和弯曲都存在的情况，为环向规定最小屈服强度及纵向额定最小屈服强度和额定最小拉伸强度。

在水深小于 350 m 时，提高环向额定最小屈服强度可直接导致管线管所需壁厚按比例减小。作为对材料性能要求的总结，可以认为：

●环向和纵向的最小尖端张开位移值一般应为 0.1 mm，可通过工程关键性评估法对较低尖端张开位移值的适用性进行验证；

●在水深小于 450 m 的情况下，使 X60~X80 等级管道的纵向屈服和拉伸强度比横向屈服和拉伸强度最多低 10% 在经济和技术上都是可行的；

●对于断裂和局部/屈曲失效模式，如果强度分析能明确解释应变硬化的差异，并且按照 Bai 等人 [2] 给出的公式，应变硬化的参数（σ_R 和 n）为额定最小屈服强度和额定最小拉伸强度的函数时，可取消 *Y/T* 值要求。

建议进一步研究应该对可选规范的 *Y/T* 比要求进行比较（例如对于陆地管道，API 为 0.93 而 EPRG 为 0.85），也许还可以找到能够在强度设计中替代 *Y/T* 比要求的其他合理标准。为了制定替代标准，必须理解采用 Y/T 比作为设计参数的原因。

31.8 参考文献 References

[1] H.G. Hillenbrand, C.J. Heckmann andd K.A. Niederhoff, X80 Linepipe for Large-diameter High Strength Pipelines, http://www.europipe.com/, 2002

[2] M. Graf, and H. G .Hillenbrand, Production of Large Diameter Linepipe – State of The Art and Future Development Trends, Europipe GmbH, 1995.

[3] Y. Bai, G. Knauf and H.G. Hillenbrand, Materials and Design for High Strength Pipelines, Proc. of ISOPE "2000, 2000.

[4] C. Tam et al., Oman-India Gas Pipeline: Development of Design Methods for Hydrostatic

Collapse in Deep Water, OPT "96, 1996.

[5] B. Thorbjornsen, H. Dale and S. Eldoy, The NorFra Pipeline Shore Approach: Engineering Environmental and Construction Challenges, 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, Honolulu, USA, 1997.

[6] M.K. Graf, H.G. Hillenbrand and K.A. Niederhoff, Production of Large-diameter Linepipe and Bends for the World"s First Long Range pipeline in Grade X80 （GRS 550）" PRC/EPRG Ninth Biennial Joint Technical Meeting on Linepipe Research, Houston, Texas, May 11-14th, 1993.

[7] V. Chaudhari, H.P. Ritzmann, G. Wellnitz, H.G. Willenbrand and V. Willings, German gas pipeline first to use new generation linepipe, Oil and Gas Journal, January, 1995.

[8] B.S. Laing, S. Dittrich and D.V. Dorling, Mechanized Field Welding of Large Diameter X-80 Pipelines, Pipeline Technology, Proceedings 2nd Int-Conf. Sept 1995, Elsevier, ISBN 0-444-82197-X Vol 1, 1995, pp505-512.

[9] J. M. Gray, An Independent View of Linepipe and Linepipe Steel for High Strength Pipelines: How to Get Pipe That"s Right for the Job at the Right price, API X-80 Pipeline Cost Workshop, Hobart, Australia - 30 October 2002.

[10] H. Nakasugi, H. Tamehiro, K. Nishioka, Y. Ogata and Y. Kawada, Recent Development of X80 Grade Linepipe, Welding-90, Hamburg, F R Germany, October 22-24, 1990.

[11] H. Tamehiro, High Strength X80 and X100 Linepipe Steels, Nippon Steel Corporation. Int. Convention "Pipelines: The Energy Link", Australia 26-31 October, 1996.

[12] G. Knauf and P. Hopkins, The EPRG Guidelines on the Assessment of Defects in Transmission Pipeline Girth Welds, 3R international （35）, heft 10-11/1996, pp. 620-624.

[13] Hillenbrand et al., Manufacturability of Linepipe in Grades up to X100, TM Processed Plate HG Pipeline Technology, Volume II, 1995.

[14] API 5L （1995） "Specification for Line Pipe", 41st Edition.

[15] BS, Code of Practice for Welding on Steel Pipes Containing Process Fluids or Their Residuals, BS 6990, 1989.

[16] C. Price, Welding and Construction Requirements for X80 Offshore Pipelines, 25th Annual Offshore Technology Conference, Houston ,Texas, May 3-6, 1993.

[17] J. Healy and J. Billingham, Increased Use of High Strength Steels in Offshore Engineering, Welding & Metal Fabrication, July, 1993.

[18] BS, BS7910, Guide on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Metallic Structures, British Standard Institution, London, UK, 2005.

第 32 章　焊接和缺陷验收

Welding and Defect Acceptance

32.1 引言
Introduction

在离岸管道安装期间，仅可以在最靠近船尾的张紧器之后及下一个滚柱支座之前的修理站临时进行焊缝缺陷修理。通过打磨和后续重新焊接来去除焊缝缺陷。在张紧器尾部，正在进行挖补的焊缝承受着弯曲和张力的巨大加载作用。在焊缝修理过程中，焊缝修理处的局部应力得到加强。环形焊缝中的缺陷系通过射线照相或超声波检测进行定位和测定。超过项目标准的缺陷需彻底去除，但是多余材料的去除应最少化，以使局部应力最低。确定修理时焊缝挖补的安全尺寸则是管道安装工程中难度较大的挖补作业之一。由于在挖补过程中存在人员安全问题以及坡道上管道断裂或屈曲风险，这一主题已吸引了管道业主、安装承包方和运营公司的诸多关注。

本章将以解析法来确定焊缝挖补的安全长度，以防止在焊缝缺陷修理过程中管道出现塑性压溃（屈曲）和快速断裂现象。

32.2 焊接修复分析
Weld Repair Analysis

过去几年中，由于主要的 GoM 运营商和许多承包商意识到风险并对安全更为关注，其焊缝挖补与修理程序得到了成功分析和实施[1, 2]。有许多因素影响着铺管坡道上焊缝的安全修理，例如管段的塑性压溃、脆裂或裂纹扩展与疲劳。疲劳是现有主题的延伸，采用断裂力学方法进行研究。这一话题可成为一篇独立论文的主题。塑性压溃和快速断裂均需在下述焊缝修理分析中给予考虑。

（1）在铺管坡道上进行修理作业时，需对最大张力和弯矩加载条件下的已挖补管道焊缝实施应力分析。实施分析的目的在于确定最大容许挖补长度和深度，以避免出现塑性压溃。

（2）假定最大容许挖补长度和深度已通过应力分析予以确定，则需进行断

裂力学分析。在给定焊缝区域材料性能的情况下，这确保了焊缝和热影响区（HAZ）不致发生快速断裂。

32.2.1 塑性压溃的容许挖补长度 Allowable Excavation Lengths for Plastic Collapse

B31G 标准[3]正广泛应用于腐蚀管道的适用性评估。这一评估分析可确保管道在修理期间其管段不承受塑性压溃。最大容许焊缝修理长度和深度的确立，可确保挖补区域根部的应力在修理过程中保持在管道的屈服强度范围以内。API 1104[4]和 BS 4515[5]系离岸管道和出油管施工作业中焊接和焊缝验收标准所需的典型指南。与考虑到陆上和离岸钢管焊接作业的英国标准 4515 相一致，修理期间应考虑下述标准：

（1）对于全熔透焊缝修理，最大焊缝修理长度为环形焊缝长度的 20%。

（2）对于部分熔透焊缝修理，最大容许修理长度为环形焊缝长度的 30%。

这些指南一开始就在讨论中对问题进行说明，但没有必要述及特种挖补或材料韧性的特殊载荷条件。

当铺管坡道上的张紧器尾部和下一个滚柱支座之间的管道修理工作得以完成时，即可在曲率弯矩和铺管张力所致的高载荷作用下对管道对接焊缝实施挖补修理。随着弹性应力分析的进展，管道上的应力分布可通过下式计算：

$$\sigma_{ax}=\frac{N}{A}+\frac{M_x}{I_x}y+\frac{M_y}{I_y}x \tag{32-1}$$

式中：假定管道横截面处在 x–y 面内，σ 为应力；N 为张力；A 为管道横截面面积；M 为弯矩；I 为横截面关于中性轴的面积二阶矩。

已挖补环形焊缝的塑性压溃行为可采用 Kastner[7]所提议的局部压溃失效准则进行预测。

$$\frac{\sigma_{ax}}{\sigma_{flow}}=\frac{\eta\left[\pi-\beta(1-\eta)\right]}{\eta\pi+2(1-\eta)\sin\beta} \tag{32-2}$$

式中：

$\eta=1-d/t$；

d = 缺陷深度；

t = 壁厚；

$\beta=c/R$（半径）；

c = 一半缺陷（周向）长度；

R = 管道半径；

σ_{flow} = 流动应力；

σ_{ax} = 轴向总应力。

对于简单的挖补几何形状，应力估算值可根据 BS 7910[8] 中的公式计算。但对于实际修理的几何形状，因挖补轮廓太过复杂而无法通过公式（31–1）求得应力分布的精确结果。图 32.1 为挖补时所使用的典型研磨机外形的几何形状。其半径最大值可为 6in，最小值为 2in。一般的缺陷位置及其相应的挖补外形如图 32.2 所示。

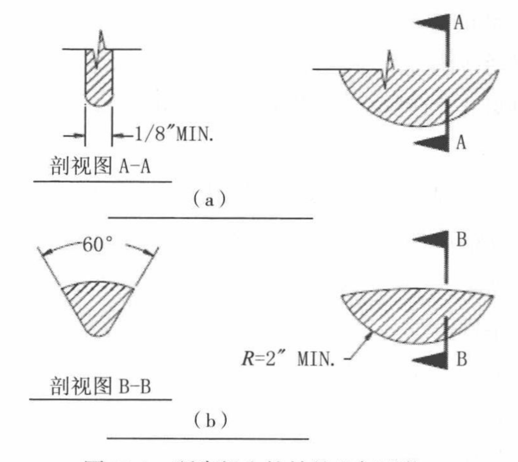


图 32.1　研磨机和挖补的几何形状

（a）研磨机几何形状　（b）挖补外形

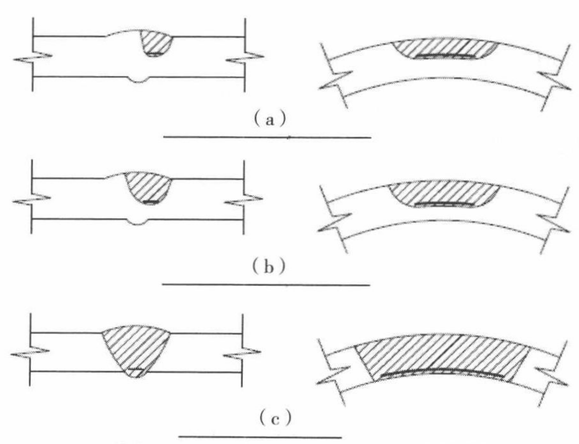


图 32.2　缺陷位置及其相应的挖补外形

（a）缺陷≤ 1/3 壁厚　（b）缺陷≤ 2/3 壁厚　（c）缺陷 @ 根部

有限元分析法是分析此类问题的复杂应力分布的强有力工具。对于挖补长度和深度多变的情形，需对经挖补的管道进行建模并采用有限元法进行分析，以形成对管道横截面上弯曲和拉伸载荷所致的应力的精确评估。

安装仿真系采用广泛使用的安装软件如 PFFPIPE 进行，从中可选择修理过程中的弯矩和张力载荷。需将动态系数 1.20 与静态分析结果相结合，以考虑船舶和管道运动的影响。这一系数取决于船舶运动、管道性能和管道安装时可接受的海况。海况则可利用动态 OFFPIPE 软件或类似的软件敏感性分析予以决定。根据有限元分析的应力分布情况，不同位置处的塑性压溃容许挖补长度和深度可直接确定。

32.2.2 不同评估标准下的容许挖补长度 Allowable Excavation Lengths Using DifferentAssessments

产生于拉伸和弯曲载荷的应力以及残余焊缝应力并结合焊缝区内挖补情形的相关应力，是有关断裂失效模式的临界值。离岸管道的缺陷长度可采用不同方法予以评估，如下所述。

1 级水平评估——工艺标准

美国和其他地方的管道焊接标准系根据对焊工工艺的评判来确定最低的焊缝质量标准。数十年来，初始缺陷验收标准已历经行业的发展。大多数工艺标准在缺陷类型和大小方面均相似，但不相同。工艺标准的优点在于其经得起时间检验，与一般水平无损检测质量相兼容，易于应用，无需材料强度或焊缝韧性数据。然而，人们已经认识到，有些可排除的缺陷并不会对管道完整性构成威胁，但仅根据工艺标准仍予排除。这就是说工艺标准趋于保守。环形焊缝的缺陷被评估为在工艺标准上不可接受，其修理或替换可能极其昂贵，而且也经过附加评估表明其安全并具有适用性。基本的工艺标准法仍然是经得起时间检验的，且已经过 30 多年的验证，如阿拉斯加管道的应用即为一例。

经由美国天然气管道规范认可的主要工艺标准就是那些包含在 API 标准 1104 中的内容。焊缝工艺标准也包含在其他技术规格中，例如 ASME B&PV 标准、CAN/CSA-Z184 和 BS 4515，但未经美国管道规范的认可。

2 级水平评估——替代性验收标准

替代性验收标准的开发是为了促进对那些不能满足工艺标准的缺陷的验收。替代性标准的诱因通常是经济原因，起因于那些可能需要修理的焊缝的不可及性和数量要求。替代性标准认为，缺陷真正的严重性取决于材料韧性和所施加的应

力水平，并仅能由断裂力学原理进行确定。当采用替代性验收标准方法时，最为常见的做法是将裂纹端张开位移法（CTOD）充当焊缝韧性评估法。

经由相应的国家监管机构认可并经常被引用的三种替代性标准为 API 标准 1104 附录 A、CSA-Z184 附录 K 和 BSI PD 6493[9]（PD 6493, 1 级水平和修订版 BS 7910）。这三种方法均以焊接学会所开发的裂纹端张开位移设计曲线法为基础，其将线性弹性断裂力学（LEFM）概念融入到弹性 - 塑性机制中。尽管起源相同，但它们在处理残余应力、应力分量求和、最低韧性水平和安全系数上却是不同的。

3 级水平评估——断裂力学详细分析

不被 2 级水平评估所认可的缺陷，可经由断裂力学的详细分析进行后续评估。PD 6493 则提供了合适的 3 级水平评估程序，其依据为 R-6 失效评估图法。这一评估图法应用广泛，但其更具代表性的做法是绘制成缺陷长度与应力场对比图。

本文所述焊缝挖补的容许挖补长度系根据英国标准 PD 6493 即熔焊结构中缺陷可接受性评估法指南或其修订版 BS 7910 即结构物中缺陷可接受性评估法指南进行确定。采用断裂力学法生成基于裂纹端张开位移的设计曲线，系为了确保在给定缺陷大小、所施加应力和裂纹端张开位移临界韧性时不致发生非断裂失效。这些标准均涉及通过失效评估图法进行描述的二参数评估法，其考虑了单独发生塑性压溃和快速断裂的可能性。

FractureGraphic 软件是一款使用解析法的经典软件，详见标准 BSI PD 6493 和 BS 7910。如 BS 7910 所述，在确定容许裂纹长度时必须考虑到主应力和次应力。主应力产生于拉伸和弯曲载荷，而次应力则因残余焊缝应力而起。FractureGraphic 软件系根据材料长度和焊缝热输入来计算焊缝的次残余应力。得出许可裂纹深度与长度之间的关系，并作为所施加应力和经计算所得次应力的函数。根据这些结果来确定不同位置处断裂力学的容许挖补长度和深度。

32.3 容许挖补长度评估 Allowable Excavation Length Assessment

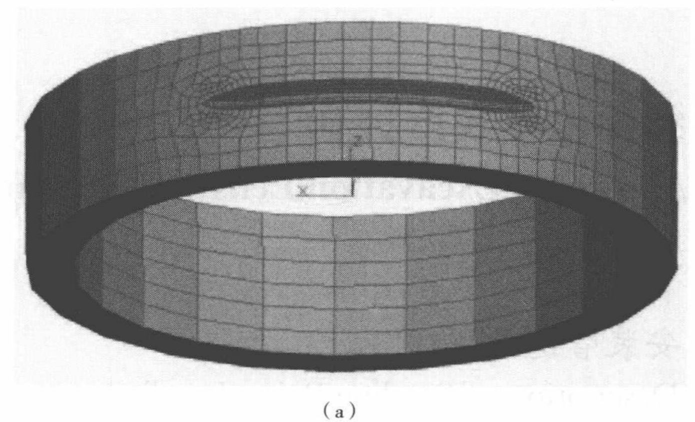
32.3.1 安装管道的描述 Description of Pipeline Being Installed

曾选取 12.75in 直径和 0.625in 壁厚的 X52 管道作为实例来计算铺管期间焊缝修理时的容许挖补长度。OFFPIPE 安装分析提高了安装过程中的最差应力情形，其与包括动态影响在内的张力和弯矩有关。针对这一实例，张力和弯矩分别为 29.35kips 和 81ft-kips。假定使用 4in 或略大尺寸研磨盘可去除任何缺陷。0.008in 的裂纹端张开位移值被用于断裂力学分析。

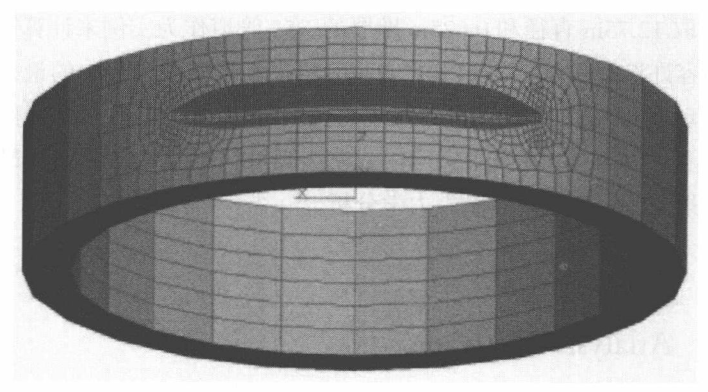
32.3.2 分析方法 Analysis Method

有限元分析

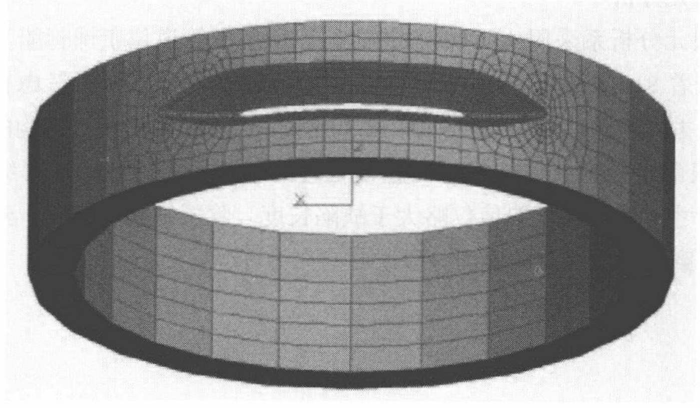
有限元分析系采用 ALGOR 软件进行。所考虑管道位于铺管船上的张紧器尾部，承受着 81ft-kips 的弯矩和 29.35kips 的拉伸载荷。该分析考虑在 1/3、2/3 和全壁厚处去除缺陷。相关条件如图 32.3 所示。去除缺陷后挖补结构的组合角度为 60 度，根部半径为 0.125in。进行建模处理的斜角系去除缺陷后焊缝修理所必需的最小尺寸。坡口长度取值仅略大于缺陷长度。除了缺陷长度外，经挖补的坡口还包括研磨机工作所需的曲面分段。



（a）



（b）



（c）

图 32.3　坡口形状和有限元分析网格分布

（a）管道 1/3 壁厚　（b）管道 2/3 壁厚　（c）管道全壁厚

除了缺陷深度不同外，缺陷长度也沿着管道周向上的位置而发生变化。随着周向位置的变化，管道应力发生变化。纯拉伸载荷作用下弯曲应力出现在中心顶部，而纯压缩载荷时一般则出现在中心底部，因为张应力远小于弯曲应力。在四个周向位置上进行了评估，如图所示：中心顶部、中心顶部偏离 45° 、中心顶部偏离 90°、中心底部。第五个位置系中心底部上方 45°，系通过两个邻近位置之间的插补进行分析。变量的每一次变化均需建立一个模型以用于应力分析。

断裂力学分析

断裂力学研究系采用 FractureGraphic 软件进行演示，手动核查系根据 BSI PD 6493 和 BS 7910 进行。深度分别为 1/3、2/3 和全壁厚的缺陷如图 32.2 所示。0.008in 的裂纹端张开位移值曾被应用于此类分析的所有位置。

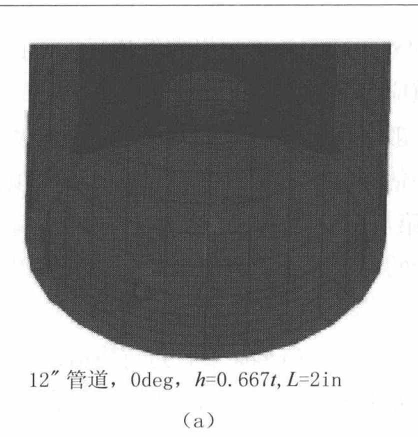
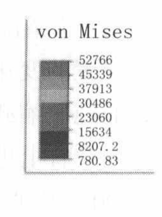
缺陷可以是表面破裂或是中间缺陷。从断裂角度看，表面破裂缺陷更为严重。一旦去除顶部韧性，中间缺陷的行为则与表面破裂缺陷的行为相同。用于这部分评估的有限裂纹长度就是通过超声波检测或射线照相所测得的实际裂纹长度。

32.3.3 分析结果 Analysis Results

典型的有限元分析结果如图 32.4 所示，其以 Von–Mises 应力和位移分布形式呈现。相关应力系作为所有情形下裂纹长度和管道位置的函数，如表 32.1 所示。

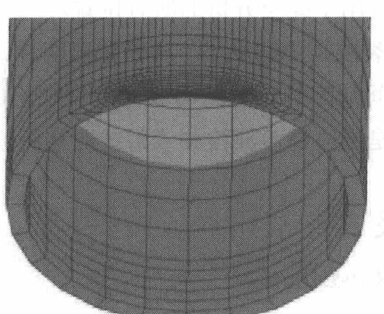
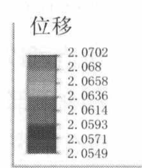
断裂力学分析结果系以许可裂纹深度和长度的形式呈现，其作为所施加应力的函数。图 32.5 为不同施加应力水平 25、30、35、40、45 和 50kips 的相关结果，此时的应力垂直于需挖补缺陷。

表 32.1 中的有限元分析结果与断裂力学分析结果进行比较，以确定控制条件。失效条件极限值即塑性压溃或快速断裂系由最小载荷条件确定，并确定材料的最大容许挖补量。本实例中的容许挖补长度汇总如图 32.6 所示。

12″ 管道，0deg，h=0.667t, L=2in

（a）

12″ 管道，0deg，h=0.667t, L=2in

（b）

图 32.4　中心顶部的应力和位移分布

（a）Von Mises 应力分布　（b）位移分布

表 32.1　最大 Von-Mises应力随坡口位置和深度的变化

位置 \ 深度	1/3t	2/3t	1t
0deg	L=12in σ_{max}=42.9ksi	L=2in σ_{max}=52.7ksi	L=1in σ_{max}=54.0ksi
45deg	L=12in σ_{max}=44.4ksi	L=2in σ_{max}=52.2ksi	L=1in σ_{max}=54.0ksi
90deg	L=12in σ_{max}=43.4ksi	L=3in σ_{max}=19.5ksi	L=2in σ_{max}=45.3ksi
180deg	L=12in σ_{max}=32.9ksi	L=3in σ_{max}=51.9ksi	L=2in σ_{max}=52.6ksi

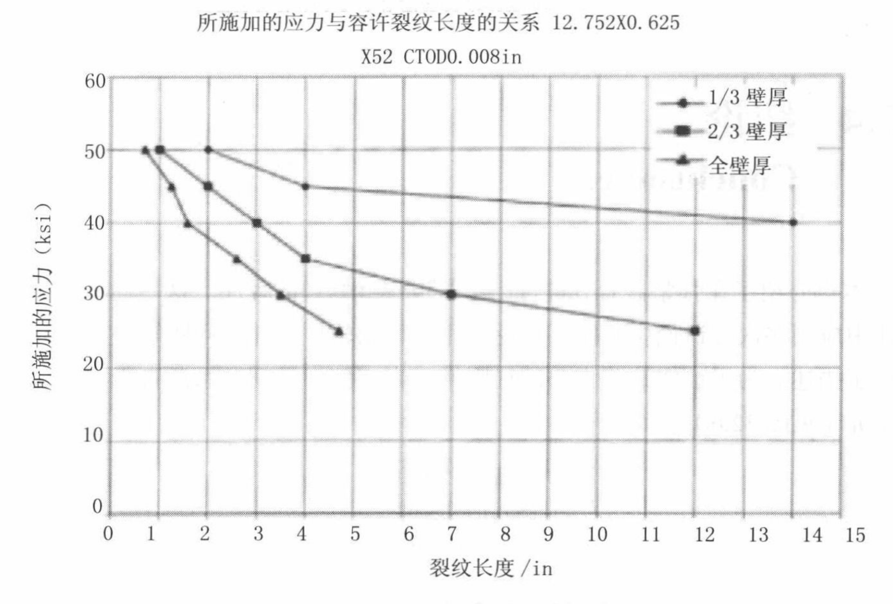


图 32.5　许可裂纹长度与所施加的应力的关系

需加注意的是，缺陷限制机制一般用于快速断裂而不是塑性压溃。对于中心顶部处全壁厚情形，本实例默许的裂纹长度仅为 1/2in。如果计划对张紧器后面的全壁厚或根部缺陷进行修理，那么需保证对此进行慎重考虑。如果试图进行此类修理作业，则应在密切监督下予以实施。为“修理区域”改变坡道构形的各种方法可在较大的船舶上实施，以减小或使弯曲载荷最小。在其他情况下，仅可通过增加材料和焊缝韧性而允许进行较大程度的挖补。

若发现缺陷长度大于相应缺陷深度时的容许坡口长度，则可采用多阶段修理法或将接合部倒退至张紧器的前面。倒退法在离岸作业中成本较大。进行多阶段修理时，第一个焊缝修理坡口系从缺陷的一端开始挖补，直至容许长度止。然后对这一段的焊缝进行修理。随后对后续焊缝修理坡口进行挖补和修理，不得超过容许修理坡口长度。持续进行此程序，直至整个缺陷长度均修理完毕止。并采用射线照相法来证实是否满足验收标准。

32.4 结论 Conclusions

本章介绍了在张紧器后方进行离岸管道焊缝修理的程序。这一程序已在实际作业中应用多次。讨论中确定了广泛使用的可用软件，并对问题解决方法的步骤进行了描述。为了证实缺陷大小的局限性，本实例中的问题系源自于实际项目案例研究（见图 32.6）。

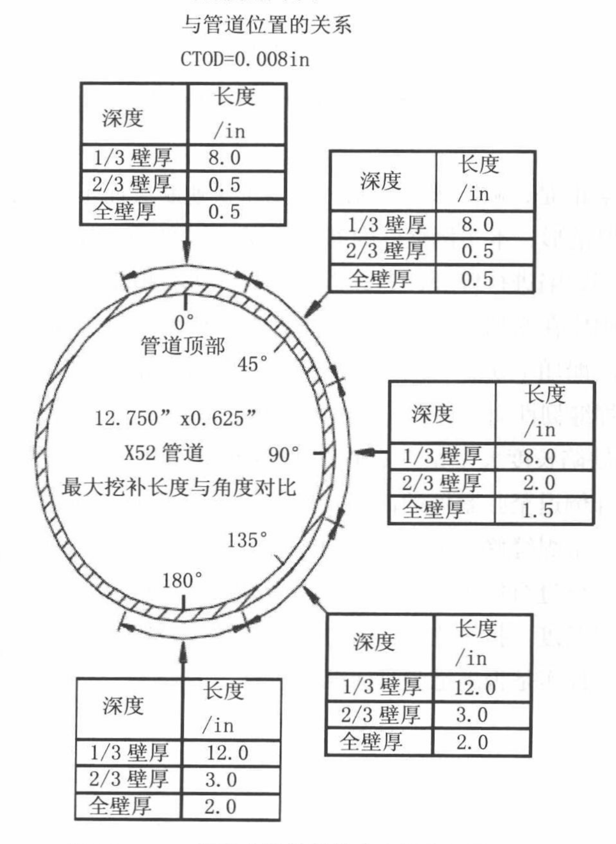


图 32.6　12" 管道容许挖补长度和深度汇总

注：
（1）1/3 壁厚处意味着从 0 至 3/16 深的挖补深度。
（2）2/3 壁厚处意味着从 3/16 至 3/8 深的挖补深度。
（3）全壁厚处意味着至 9/16 深的挖补深度。
（4）介于 2/3 壁厚与全壁厚之间进行线性插补。
（5）所注明的长度系集中于所示角度。
（6）所有情形下的最大极限值设为 12in 长度。
（7）挖补长度不等于缺陷长度。所示长度系在管道表面测定的挖补长度。
（8）采用 4in 或尺寸尽可能接近的研磨盘，以使金属去除量最少。
（9）在张紧器后面不可进行全壁厚修理。

32.5 参考文献 References

[1] Q. Bai, R. Haun and K. Sumner, Assessment of Allowable Pipeline Weld Excavation Lengths on the Lay Ramp, OPT 2003, Houston, 2003.

[2] T. L. Anderson, A. Belloni and A. A. Willoughby, Plastic Collapse Analysis of Girth Weld Repair Grooves in Pipe Subjected to Offshore Laying Stresses, Int. J. Pres. Ves. & Piping, Vol. 31, pp.105–130, 1988.

[3] ASME, B31G – Manual for Assessing Remaining Strength of Corroded Pipes, American Society of Mechanical Engineers, 1996.

[4] API 1104, Field Welding Pipelines and Related Facilities, American Petroleum Institute, 19th.Standard, 1999.

[5] BS 4515, Specification for Welding of Steel Pipelines on Land and Offshore, British Standards Institute, London, 1996.

[6] W.C. Young and R.D. Budynas, Roark’ s Formulas for Stress and Strain, 7th edition, McGraw–Hill, 1989.

[7] E. Kastner, E. Roehrich, W. Schmitt and E. Steinbuch, Critical Crack Sizes in Ductile Piping, Int. J. Pres. Ves. and Piping, Vol.9, pp.197–219, 1981.

[8] BS 7910, Guide on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures, British Standards Institute, London, 1999.

[9] BSI–PD 6493, Guidance on Some Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures, British Standards Institute, London, 1991.

第 33 章　安装设计

Installation Design

33.1 引言 Introduction

海底管道安装由专用铺管船实施。安装管道有几种方法，最常用的是 S 型铺设、J 型铺设及卷管式铺设。海底管道安装时 S 型铺设的典型管道构形如图 33.1 所示。此外，拖管安装法适合于一些特殊项目，如图 33.2 所示，包括底拖、离底拖、中等深度离底拖以及浮拖。对于特定应用，一些方法可能比其他方法更合适。根据所用方法，海底管道通过铺管船进行安装时会承受不同载荷的作用。一般而言，这些载荷包括静水压、张力及弯曲。

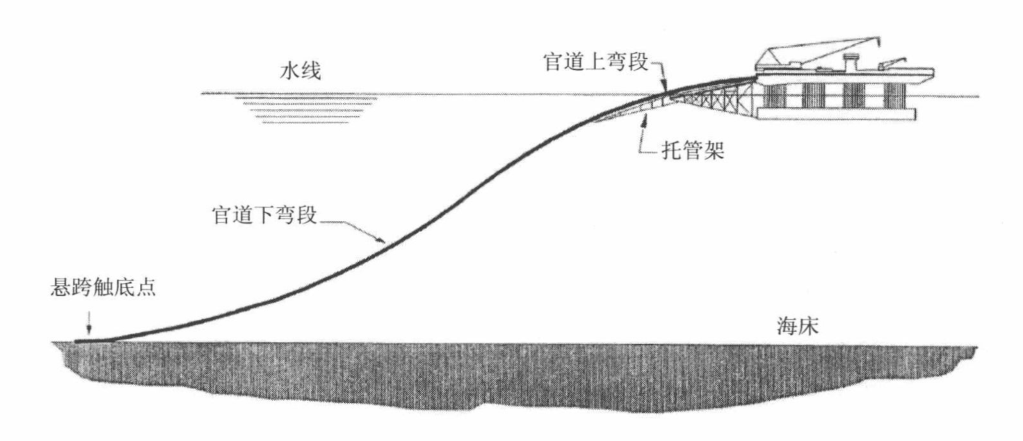


图 33.1　安装过程中的典型管道构形

铺管船的铺管能力主要与管道重量相关。随着水深增加，铺管船和海床触底点之间管道悬跨段的总重量也增加，因而需要更大的抗张承载力或采用不同方法。但可以通过附加外部浮力或增加管道离开铺管船的角度来减小重量。因为加装和回收浮箱非常昂贵，特别是在水深非常大的情况下，所以更合适的方法是增加离去角，减短悬浮管道的长度以减小重量。随着水深增加，离去角从 S 型铺设安装的约 45° 增加至 J 型铺设及卷管式铺设的 80° 以上。需进行安装分析，估算特定曲率半

径所需的最小铺管张力，确保管道上的载荷效应处于强度设计标准的范围之内。

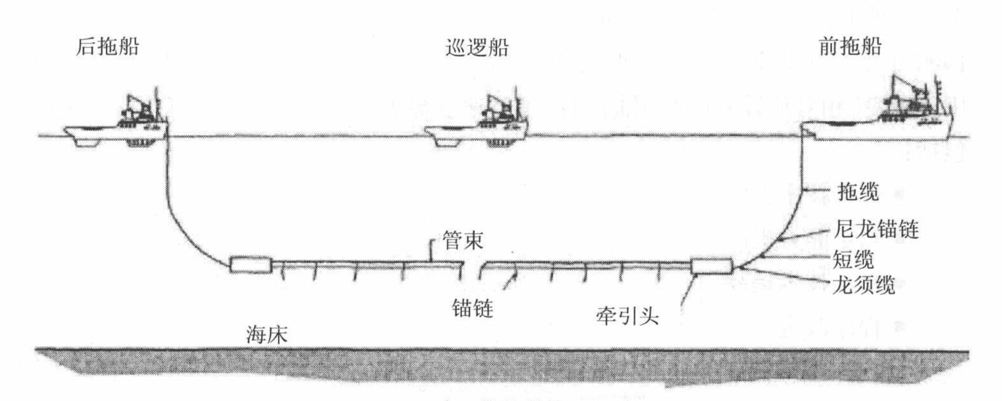


图 33.2　出油管拖曳法

商业管道安装分析软件是分析安装过程中管道静态和动态构形的有效工具。管道静态构形指管道处于静态平衡时从铺管船至海床的管道形状。当安装诸如阀这样的部件时，软件应能分析管道上的载荷效应并能分析管道滑过托管架的情况。

常用的管道安装分析有限元法计算机程序是 OFFPIPE，该程序能够预测大部分情况的整体结果，但不包括因加强件变化所致的应力 / 应变集中效应及点载荷效应。

本章将首先介绍管道安装方法，然后概述安装分析方法，最后针对工程应用介绍一些安装分析样例。

33.2　管道安装船 Pipeline Installation Vessels

33.2.1　引言 Introduction

在过去的几十年里，管道安装方法发生了极大变化，尤其是最近更换 BP

Forties 170km 主干管线项目。当 1974 年首次安装时，两艘铺管驳船用了超过两个夏季的时间，并且由于天气原因每艘铺管驳船均有 60% 的时间处于停工状态。1990 年安装更换管道（且管壁为 28.5mm，与先前 19mm 管壁相比明显更厚）只用了 1 艘（相对比较陈旧的）铺管船。铺管速度显著提高是由一些因素共同决定的，包括：

- 焊接技术提高；
- 测量能力提高；
- 操锚技术提高；
- 程序改进。

北海典型的铺管船作业情况如图 33.3 所示。以下各节将介绍可用的管道安装方法。典型的铺管船包括：

- 半潜式 S 型 /J 型铺管船；
- S 型 /J 型铺管船；
- 卷管式铺管船；
- 拖船。

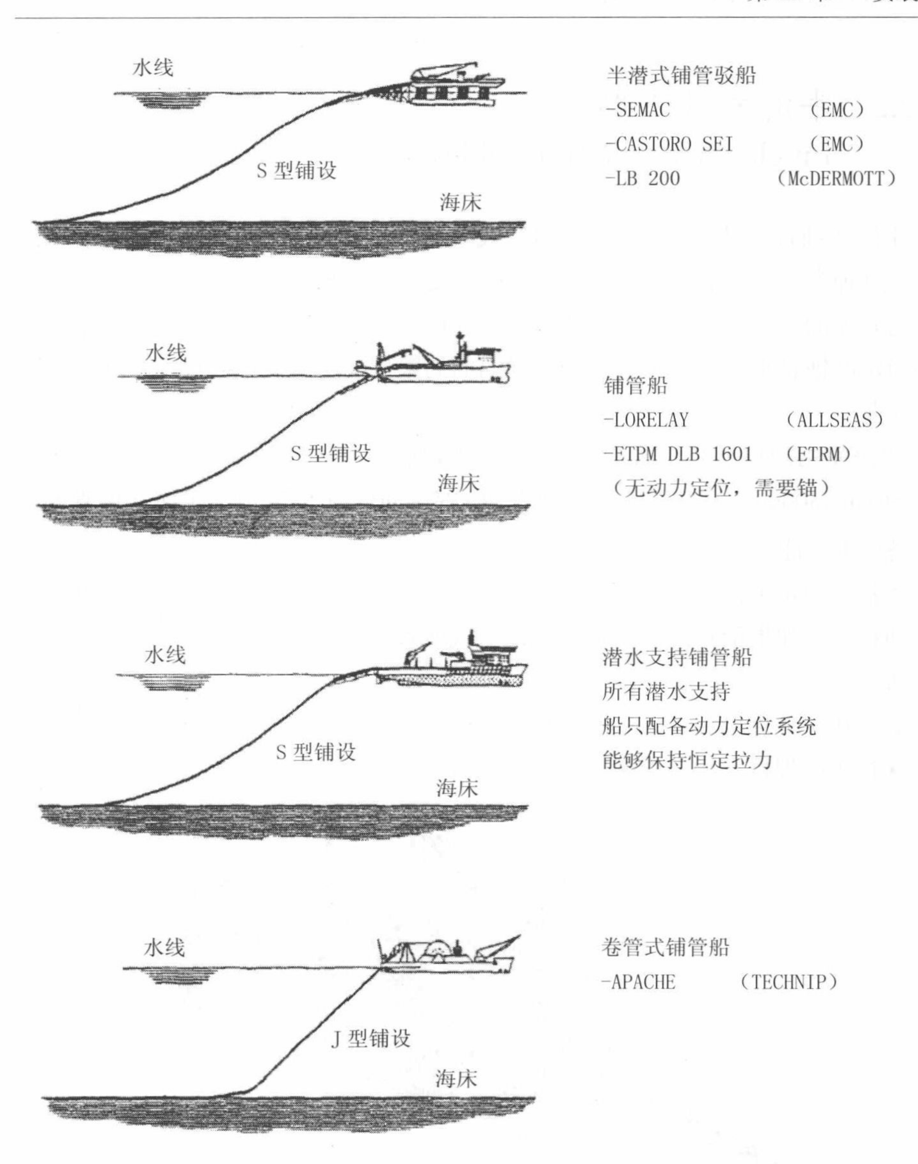


图 33.3　北海使用的铺管船（1990 年）

根据铺管方法和现场特征（例如水深、天气等）可使用不同的船舶类型。

33.2.2 半潜式铺管船 Pipelay Semi–submersibles

半潜式铺管船是浮动工厂，可将管线管接头焊在一起并将管道精确安装在海床上。这种类型的船舶是针对单体铺管驳船受天气影响停工时间过长（特别在北海）而开发的，具有良好的天气适应性，即使遭遇蒲福风力达 8 级时的波浪也能提供稳定的铺管平台，通常是由于操锚船的局限性使半潜式铺管船无法在恶劣天气中作业。

北海使用的典型半潜式铺管船如图 33.4 所示（ENI 公司的 SEMAC），可在水深为 10~1500m 的情况下安装各种直径（6″ ~ 40″ ）的管道。半潜式铺管船通常具备以下功能：

● 作为稳定平台并提供恒定张力，确保以“S”形铺放管道，如图 33.1 所示。在运动状态下如果铺管船移动过多（即天气所致），管道可能会承受过应力并发生屈曲。

● 可快速处理接头，1 天最多能安装 5km 管道（每个接头平均 3.5 分钟）；

● 接头的焊接及无损检测速度足以达到每个接头平均 3.5 分钟。

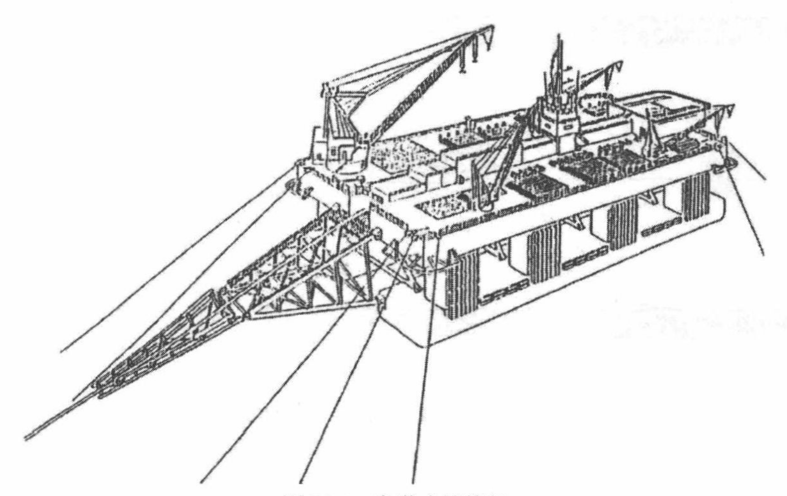


图 33.4 半潜式铺管船

半潜式铺管船的主要缺点是成本较高，通常需要 400 人、2 艘操锚船、1 艘测量船以及运送管线管的供应船。

33.2.3 铺管船和铺管驳船 Pipelay Ships and Barges

铺管船和铺管驳船安装管道的方法与半潜式铺管船相同，主要区别是这些船都是单体船，因而抗浪能力不如半潜式铺管船。这意味着停工时间更长，减少了每个施工季可以安装管道的总时间。平板铺管驳船的抗浪能力不如铺管船，只能在波浪较小的天气下使用。除此之外，管线管的处理、焊接和铺放都与半潜式铺管船相同。

铺管船的安装能力与半潜式铺管船类似，包括在水深从 15m 至超过 1000m 的情况下安装各种直径的管道。

铺管船的主要优点是成本相对较小且具备动力定位能力的铺管船可以在没有操锚船辅助的情况下作业。

33.2.4 卷管式铺管船 Pipelay Reel Ships

卷管式铺管船是安装长度较短的小直径管道 / 脐带缆的经济工具，管道尺寸最大为 16in。管道在岸上焊接并盘卷到卷管式铺管船的巨大滚筒上，盘卷过程中管道在滚筒上会发生塑性变形。安装时通过特殊的直坡道将管道展开并拉直，然后将管道下降至海床上，其构形与铺管驳船铺放的构形类似。

盘卷管道需考虑的一个重要问题是必须将管道的塑性变形限制在相关规范规定的范围之内，现有的卷管式铺管船都能满足这些规范的要求。因为需要将管道盘卷至小直径滚筒上，所以管道会发生一些塑性应变。容许应变量和管道椭圆度限制了可以采用这种方法进行安装的管道的最大直径。最大直径通常约为 18in，取决于壁厚。而且由于滚筒尺寸有限，只能铺放长度较短的管道（根据管道直径一般为 3~15km）。但如果可以使用多个滚筒上的管道，安装更长的管道也是可能的。

尽管卷管安装法存在限制，但已证实这种方法是安装管道的经济可靠方法。主要优点包括海上安装持续时间较短、海上展开最少（无操锚船）、作业风险低（由于滚筒上的所有管段均可连续铺放）、成本低以及更为安全方便（因为所有焊接、检测、保温及防腐均在陆地上完成）。

卷管铺放分析所用的技术与铺管驳船相同，必须特别关注盘卷过程与管道钢

材等级和焊接工艺的相容性。近期的试验表明盘卷过程可导致高等级钢发生无法接受的加工硬化。

33.2.5 拖船

Tow or Pull Vessels

拖管铺放指管道在某较远陆地位置制造，通过拖曳运送至海上安装位置并铺放。需验证所选择和设计的管道浮力能够实施控制深度拖曳。拖曳可以在水面（浮拖）、水面以下深度可控处（控制深度拖曳法，CDTM）或海底（底拖）进行，不同水深的主要作用是能减少波浪导致的疲劳损伤。拖管法大多用于较短的管道，通常小于 4km（尽管曾铺放过 7km）。管道一般由两艘拖船拖曳至安装位置，一艘在前一艘在后，到达后对管道进行定位并使其浸水。

陆地上制造管道的优点是：

- 与海上制造相比设备成本较低；
- 制造时间较长，因而可以使用难度更高的制造技术。有些制造技术无法由离岸船实施，例如使用管束；
- 管道制造不易受天气干扰。

但使用拖管法的限制是：

- 因为制造工场的大小（长度）限制及拖出过程中难以控制长管道，所以制造的管段长度有限。使用这种方法制造管道，目前的最大长度约为 7km；
- 管道应沿直线安装，为了在管系中安装弯管需进行大量干预工作。

33.3 铺管方法

Pipe-laying Methods

铺管方法使用一系列安装在船只上的专业铺管设备将管道铺放于海底，可细分为 S 型铺设法、J 型铺设法、卷管式铺设法以及拖管法，在以下章节将予以详细介绍。

33.3.1　S 型铺设法 S-Lay Method

在相对较浅的水中安装海底管道的传统方法通常指 S 型铺设法，如图 33.1 所示，因为在正常铺管过程中托管架和海床之间的管段呈拉长的“S”形。当管道移动通过铺管驳船尾部时由托管架提供支撑，托管架为类似于桁架并安装滚轮的环形结构。S 型铺设安装中使用托管架的目的是对上弯段管道的挠度进行控制。托管架的曲率半径与最大弯曲应力相对应。为避免在最后一个滚轮处产生过度弯矩，必须在位置最低的两或三个滚轮前方将管道平稳地抬离托管架。对于使用 S 型铺设法的大型传统系泊铺管驳船，根据锚索长度与水深之比约为 5:1 推算，其实际水深限制大致为 1 000ft。

目前各种深水铺管项目也经常使用 S 型铺设法。当水深极大时，管道的离去角会非常陡，所需托管架长度可能无法达到。水深越大，导致托管架端部处悬挂管跨的上抬角越陡，这就需要托管架更长且 / 或曲率更大以适应上弯段更大的反向曲线弧度，同样还需要托管架浮力更大且 / 或结构强度更高用以支撑更重的悬挂管跨。对于在水深极大处进行 S 型铺设，与轴向张力和动态响应相比，管道的抗弯刚度并不重要。因而需考虑管道的动态响应，同时为了承受深水所致的外部压力还必须设计和制造厚重管道，这就要求铺管船上的张紧器能够提供较大张力。

图 33.5 为采用 S 型铺设法进行铺管的典型侧视图。“拐点”和托管架之间的管段称为“上弯”段，而“拐点”和海床之间的管段称为“下弯”段。

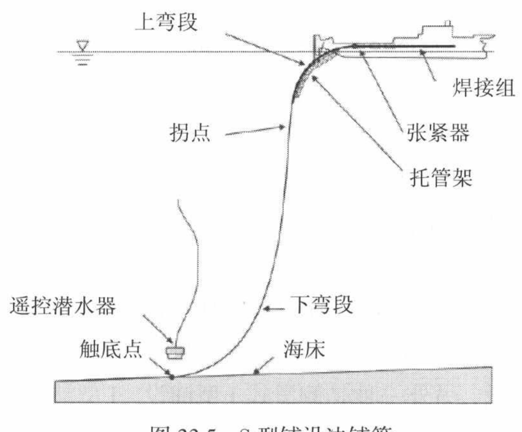


图 33.5　S 型铺设法铺管

一般而言，S 型铺管船的安装设备主要包括定位系统、锚机系统、张紧器、托管架、弃管 / 回收绞车、管道起重机、传送滚轮、焊接站、坡口机、焊接装配设备、检测站以及防腐设备等。S 型铺设的程序如图 33.6 所示。

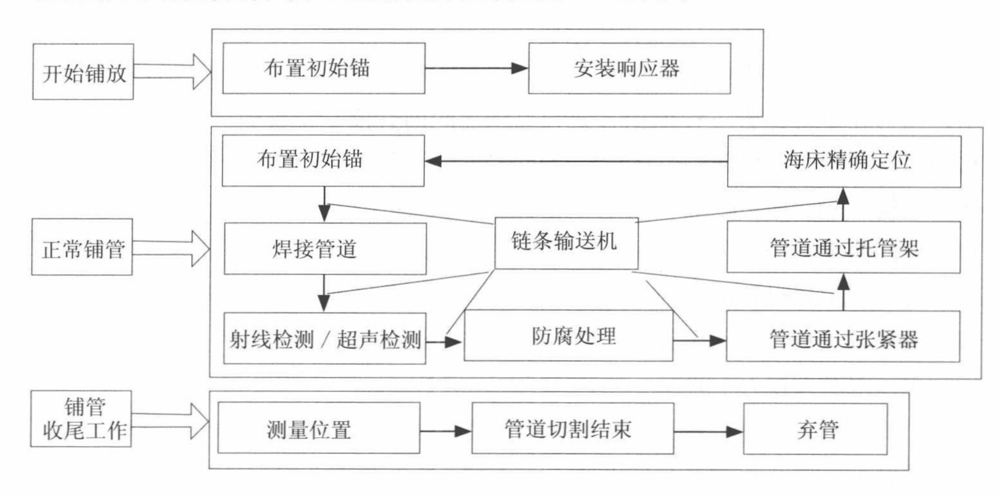


图 33.6　S 型铺设法的施工程序

随着油气开发的水深越来越大，S 型铺管船也在持续改进。第一代 S 型铺管船为适合于浅水、沼泽和内陆水域的平底驳船；第二代也是驳船，但增加了带有 4~14 个系泊点的系泊系统；第三代为半潜式铺管船，其系泊系统可用于定位 [27]；第四代铺管船则采用了最新动力定位技术，可对船舶位置进行精确控制。因其具有较高的操纵性和强大的动力系统，这种船舶的优点包括起动时间短、可高速弃管和回收管、水深没有限制以及对原油生产系统运行繁忙地区的良好适应性等。目前 S 型铺管船的最大铺管深度已接近 3 000m.。表 33.1 列出了 S 型铺管船的详细比较和发展过程 [28]。

33.3.2　J 型铺设法
J-Lay Method

J 型铺设法在广泛使用深水和超深水管道的背景下应运而生。该方法始于 20 世纪 80 年代，并随着铺管深度的增加而不断改进。目前主要有两种 J 型铺设法：一种是钻井船 J 型铺设，另外一种是侧滑式 J 型铺设。J 型铺设在深水中应用广泛，已成为主要的深水铺管法之一。

称其为 J 型铺设的原因是安装过程中管道构形类似于“J”形，如图 33.7 所示。管线管在垂直或接近垂直的焊接站内被焊接在一起，随着连接的管线管越来越多，就形成了管道并可将其下降至海底。因此 J 型铺设法的速度必然比 S 型铺设法慢，成本更高。

表 33.1　四代 S型铺管船的发展过程

S 型铺管船	类型	主要性能	铺管能力	优点	缺点
第一代	由弃用军舰改装	稳性较差，只能承受约 1m 高的波浪	工作水深：小于 30m 管道直径：最大 10in	廉价	铺管速度慢且工作环境差
第二代	驳船	稳性一般，可承受的波浪高度为 1.5~3m	工作水深：约 100m 管道直径：最大 18 in	结构简单，易于建造，开始使用托管架	与第一代相比，铺管速度无改进
第三代	半潜式铺管船	稳性良好，可在波浪高度大于 5m 的情况下工作	工作水深：小于 500m 管道直径：最大 30 in	稳性良好，使用张紧器，管道直径更大	自身无动力，需要拖船并且速度有限
第四代	动力定位	稳性极佳，可承受的最大波浪高度为 10m	工作水深：小于 2,750m 管道直径：最大 60 in	动力性能良好，具有灵活性，铺管速度较快	昂贵，维护成本较高

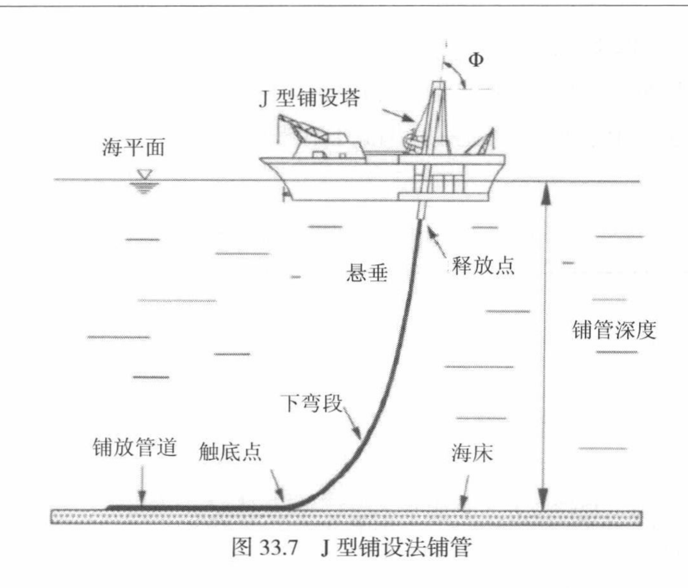


图 33.7　J 型铺设法铺管

J 型铺设法在世界上许多海底铺管项目中得到了应用，特别是墨西哥湾的深水项目，在将来这种方法有着巨大的潜力并会起到越来越大的作用。

33.3.3　卷管式铺设法 Reel-Lay Method

卷管式铺设是 20 世纪末出现的一种新型铺管方法。这种方法的优点是可在陆地上将管线管连接成较大长度，然后盘卷至卷管式铺管船的滚筒上[20]。其主要铺管设备包括：盘卷滚筒、校直装置及铺管船等，典型的卷管式铺管船如图 33.8 所示。

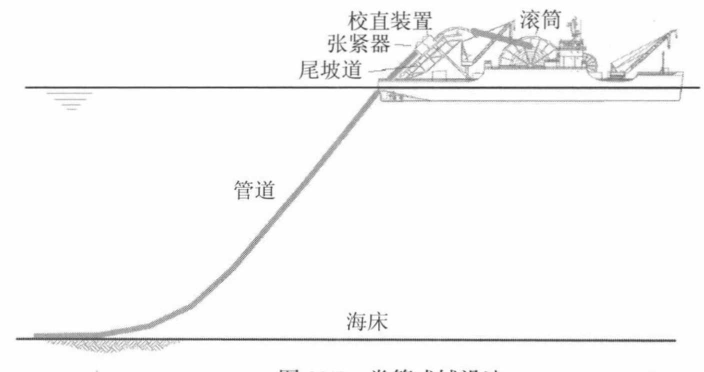


图 33.8　卷管式铺设法

S 型铺设法、J 型铺设法和卷管式铺设法的比较如表 33.2 所示[21]。

表 33.2　三种主要铺管法的比较

类型	S 型铺设法	J 型铺设法	卷管式铺设法
容许水深	0~1800m	500~3000m	500~3000m
张紧器	需要	不需要	需要
释放辅助设备	托管架	J 型铺设塔	滚筒
焊接站数量	3~4	1	0
铺管速度	每天 3~5km	每天 1~1.5km	每天 12~24km
优点	技术成熟，同时适用于深水和浅水，铺管速度较快，平行焊接站，铺管效率高	技术相对成熟，特别适用于深水作业，张力较小，不需要尾托管架	大部分焊接工作在陆地完成，易于控制，铺管效率高，成本低，可连续铺放整根管道，风险低
缺点	需要托管架和张紧器，确保深水力学性能具有较大的挑战性，铺管船需要有较高的动力性能	只有一个焊接站，铺管速度和效率低，主要适用于深水，对铺管船的垂直稳性要求较高	无法铺放带混凝土层的管道，铺放管道的直径有限，需要陆地预制场，对钢材的塑性要求较高

33.3.4　拖管法
Towing Methods

拖管法可细分为以下四种类型，即浮拖、底拖、离底拖和中等深度离底拖，如图 33.9 所示。

1. 浮拖法

浮拖法利用浮筒调节管道的浮力，使其漂浮在水面上，然后需使用几艘拖船将预制管道拖曳至安装地点。该方法主要用于比较平静的海域。受诸如管道尺寸、海流速度以及拖船大小等因素的限制，铺管长度通常不超过几公里。

2. 底拖法

该方法将管段直接放置在海床上并由水面拖船拖曳至安装地点，因而可免受

风、波浪和海流的影响，但是会受到不平整海床地形及海床土壤类型的限制，使其主要适用于相对平坦的海床。

3. 离底拖法

离底拖法利用浮筒和拖链将管道悬挂于海床上方一定高度处，并由水面拖船在前方进行拖曳。这样不仅能减小波浪的影响，而且避开了所有海底障碍物。因而尽管这种方法的安装程序较为复杂，但仍然应用广泛。

4. 控制深度拖曳法

控制深度拖曳法与离底拖法类似，将管段置于一定深度进行拖曳。这种拖管法几乎不受水面风和波浪的影响，用于管道拖曳非常安全。

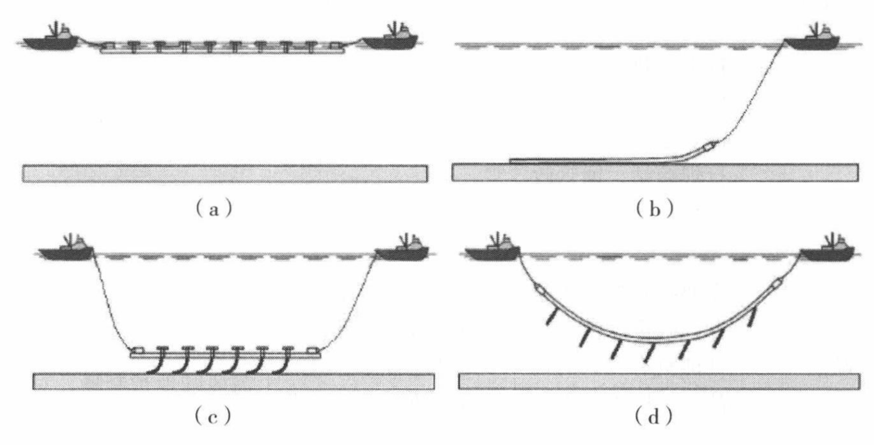


图 33.9 海底管道拖曳方法

(a) 浮拖法 (b) 底拖法 (c) 离底拖法 (d) 中等深度离底拖法

33.4 安装软件及规范要求 Installation Software and Code Requirements

33.4.1 OFFPIPE 软件 OFFPIPE

专用计算机程序 OFFPIPE 被广泛应用于管道安装分析。OFFPIPE 是一种专

门开发的有限元法程序，用于对离岸管道安装过程中遇到的非线性结构问题进行建模和分析。

就海底管道静态安装分析而言，OFFPIPE 软件对以下载荷予以考虑：

- 铺管驳船张紧器处的张力；
- 均匀分布的浮力；
- 外部静水压力；
- 铺管驳船滚轮的反作用力；
- 海床的垂直反作用力（假定为连续弹性基础）。

典型 S 型铺设、J 型铺设或卷管式铺设安装海底管道可通过 OFFPIPE 软件进行仿真，并采用静态分析或动态分析确定天气条件的影响。

OFFPIPE 软件使用 Ramberg–Osgood 材料模型对材料建模，可表达如下：

$$\frac{\kappa}{K_y}=\frac{M}{M_y}+A\left(\frac{M}{M_y}\right)^B \tag{33-1}$$

式中：

k 为管道曲率；

M 为管道弯矩；

K_y 为 $2\cdot \sigma_y/(E\cdot D)$；

M_y 为 $2\cdot I_c\cdot \sigma_y/D$；

E 为管道钢材的弹性模量；

D 为管道直径；

I_c 为管道的横截面惯性力矩；

σ_y 为管道钢材的标称屈服应力；

A, B 为 Ramberg–Osgood 公式系数。

33.4.2 OrcaFlex 软件 OrcaFlex

OrcaFlex 是非线性时域有限元软件程序，主要用于对在海上施工环境中使用的系统进行静态和动态建模，包括海底管道、立管（柔性和刚性）以及系泊系统。可对模型施加环境影响，例如海床剖面、不同类型的波浪谱、风及海流等。OrcaFlex 软件的图形界面基于 Windows 操作系统，显示效果要优于 OFFPIPE 软件。

33.4.3 Flexcom 软件
Flexcom

Flexcom 软件使用专门的有限元仿真技术，并将混合梁 – 杆单元与完全耦合轴向载荷、弯曲载荷和转矩载荷结合在一起，非常适合于对海底管道、立管和系泊缆进行建模。软件提供了波浪状态建模选项，水动力载荷基于莫里森公式。起初 Flexcom 只是一种时域分析工具，但最近整合了频域分析功能，并且还可进行模态分析并估算疲劳所致的损伤。

通用计算机软件（例如 ABAQUS 和 ANASYS）可用于针对局部约束或载荷的特殊考虑及特殊安装方法，OFFPIPE 和 Ocraflex 可能并不适用。

33.4.4 规范要求
Code Requirements

就管道安装分析而言，对于 S 型铺设，规范要求涉及管道在托管架上及下弯段处的曲率。常用的海底安装规范为 API RP 1111 和 DNV OS F101。

安装分析所用的应力或应变标准因项目而异。在大多数情况下，分析使用应变标准。管道安装过程中，为了避免发生屈曲，可通过安全系数 f_1 和 f_2 对容许弯曲应变进行限制，二个弯曲安全系数分别用于安装弯曲加外部压力及在位弯曲加外部压力。这些安全系数由设计人员对安装弯曲应变 ε_1 和在位弯曲应变 ε_2 的可能增量予以适当考虑后确定。安全系数 f_1 和 f_2 的建议值为 2.0。非标称条件可导致安装弯曲应变 ε_1 明显增加，此时安全系数 f_1 可大于 2.0；而当弯曲应变得到良好限制时，安全系数 f_1 可小于 2.0。

但有些项目也要求使用应力标准。例如根据 DNV OS F101，管道下弯段区域和上弯段区域的可接受应力标准分别为额定最小屈服强度的 72% 和 96%。应对管道安装过程进行详细的应力分析以检验应力标准。

33.5 安装的物理背景 Physical Background for Installation

33.5.1 S 型铺设法 S-lay Method

S 型铺管船为普通船只或半潜式船。铺管船的特殊之处在于船尾有一根长延伸坡道或“托管架”。船上有水平坡道，并包含诸如焊接站和张紧器这样的设备。这种方法通过使船与锚一起向前移动而将焊接好的管段铺放至海床上。铺管船的托管架上安装了许多滚轮，当管段从铺管船移动至海里时可提供支撑。托管架上的管段称为“上弯”段，如图 33.5 所示。托管架半径控制着上弯段曲率。

张紧器的数量、位置和性能通常因铺管船而异。最后一个张紧器一般安装在船尾靠近托管架处，第一个张紧器则安装在水平坡道的某个位置。通过这些张紧器对管道施加张力的目的是将管道曲率控制在可以接受的范围之内，避免出现过度弯曲，如图 33.10 所示。铺管船的抗张承载力取决于张紧器的性能及数量。

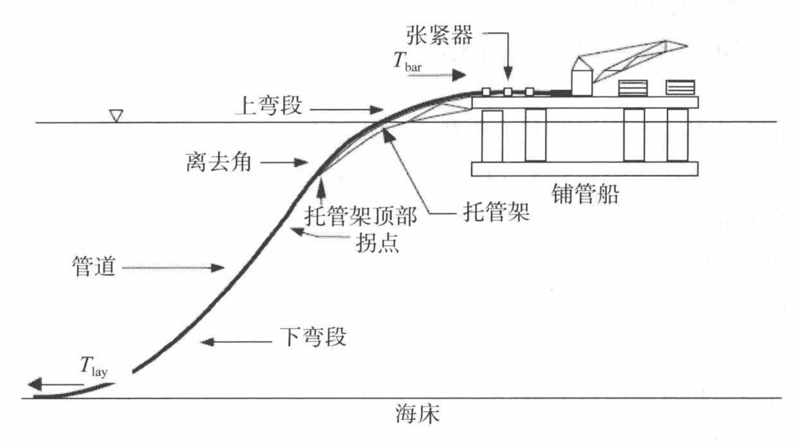


图 33.10　S 型铺设构形

所需张力是水深、管道沉没重量、上弯段处的容许曲率半径、离去角以及下弯段处的容许曲率的函数。

托管架通常由几段构成。滚轮在其所属托管架段上的相对位置可以调节，这意味着铺管船能够针对许多不同的曲率半径进行调整。一般而言，铺管船上的托管架会为最小和最大曲率半径留有间距。因此每艘铺管船的管道与托管架之间的离去角也存在上限和下限。对于特定曲率半径，可通过调整铺管船使离去角发生较小改变。管道与托管架之间的离去角会对所需铺管张力造成较大影响。此外还经常将被支撑管道的曲率称为托管架的曲率半径，但这并不表明托管架具有与该数值相同的恒定曲率半径，更有可能是曲率半径的平均值，由托管架处的可移动滚轮和铺管船所致。

张紧器通常由上轨道环和下轨道环构成，轨道环内的滚轮向轨道施加压力，进而夹持住管道，如图 33.11 所示。

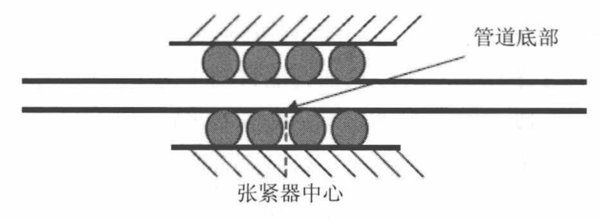


图 33.11　典型张紧器支撑

33.5.2　静态构形 Static Configuration

管道在安装过程中会受到一些载荷的共同作用，这些载荷主要包括：张力、弯曲、压力以及托管架和海床支撑处垂直于管道轴的接触力。管道的静态构形由以下参数决定：

- 铺管船的张力；
- 托管架的曲率半径；
- 滚轮位置；
- 管道与托管架的离去角；
- 管道重量；
- 管道的抗弯刚度；
- 水深。

33.5.3　下弯段和上弯段的曲率 Curvatures in Sagbend and Overbend

下弯段

在张力和管道重量的共同作用下，与无应力状态相比，管道会出现较大挠度。管道下弯段曲率由所施加的轴向张力决定。可表达张力和曲率之间关系的最简单模型是悬链线模型，悬链线模型忽略了管道的抗挠刚度。张力的水平分量（T_h）从管道接触海床处向上至托管架顶部保持不变，而悬挂管段沉没重量所致的张力垂直分量（T_v）从海床触底点至托管架是逐渐增加的（图 33.12）。

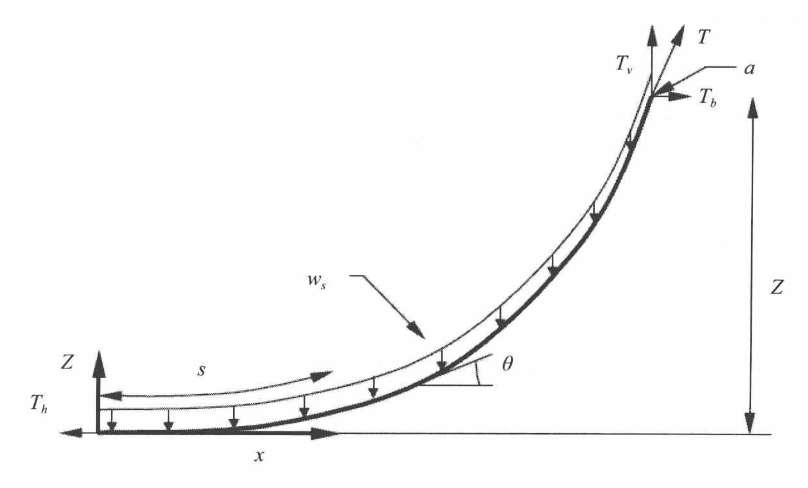


图 33.12　悬链线模型

悬链线的形状可表达为

$$z=\frac{T_h}{w_s}\left(\cosh\frac{xw_s}{T_h}-1\right) \tag{33-2}$$

式中：

x 为与触底点的水平距离；

z 为海床上方的高度；

T_h 为海床处的水平作用力；

w_s 为单位长度沉没重量。

因而曲率为

$$\frac{d\theta}{ds}=\frac{d^2z}{dx^2}\cos\theta=\frac{w_s}{T_h}\cosh\frac{xw_s}{T_h}\cos\theta \tag{33-3}$$

式中：

θ 为与 x 轴的夹角；

s 为弧长。

最大曲率位于触底点

$$\frac{1}{R}=\frac{w_s}{T_h} \tag{33-4}$$

管道曲率和应变之间的关系为

$$\varepsilon=\frac{r}{R} \tag{33-5}$$

垂直分量 T_v 与管道悬挂段的重量相同

$$T_v=w_s s \tag{33-6}$$

式中 s 为管道悬挂段的长度，可表达为

$$S=z\sqrt{1+2\frac{T_h}{zw_s}} \tag{33-7}$$

管道与 x-y 平面之间的夹角为

$$\tan(\theta)=\frac{T_v}{T_h} \tag{33-8}$$

将 T_v 代入表达式求解 $\tan\theta$，即可通过 θ, w_s 和 z 对 T_h 进行表达

$$T_h=\frac{zw_s}{\tan^2\theta}\left(1+\sqrt{1+\tan^2\theta}\right) \tag{33-9}$$

对于特定铺管船和托管架半径，可以确定离去角及托管架顶部与海床的距离，但拐点位置则未知。在深水中，可以认为托管架顶部处的离去角与拐点处的角度大致是相同的，图 33.10 所示的拐点就是图 33.12 中的“a”点，因而可用式（33–9）估算水平张力。因为拐点及其位置未知，所以可通过离去角和托管架顶部与海床的距离估算张力。预测张力被过高估计，原因是与拐点相比，托管架顶部的 θ 更小而 z 更大。张力也被过高估计，因为忽略了管道的抗挠刚度。同样原因，计算得到的下弯段曲率和应变比较保守。

上弯段

铺管坡道支撑的管段的曲率与铺管坡道的曲率相同，铺管坡道由安装于托管架和铺管船上的滚轮构成。安装分析旨在找出待安装管道的最佳铺管坡道构形。铺管坡道的功能是以合适的曲率半径提供弧形支撑，用于将管道的上弯段应变控

制在可以接受的范围之内。

管道上弯段的构形和曲率主要由托管架控制，这意味着托管架和滚轮的具体情况决定了管道位移。

由于托管架的曲率半径发生变化，沿着管道的弯矩并不是常数。实际上，滚轮 / 支撑不会为管道提供连续支撑，在每个滚轮处可产生峰值弯矩（NOU（1974）和 Igland（1997））。托管架上的弯矩分布如图 33.13 所示。因而在有限元模型中尽量精确地描述托管架几何形状非常重要。

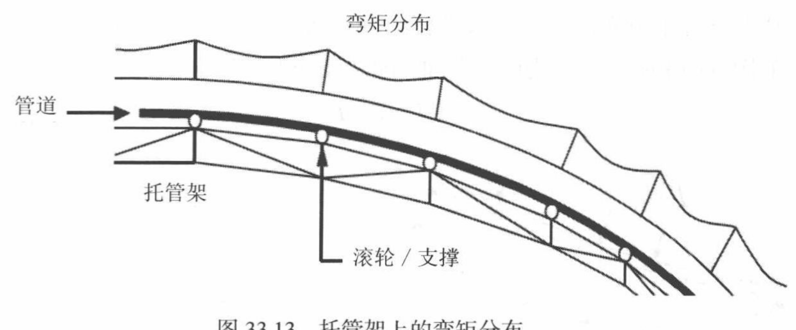


图 33.13 托管架上的弯矩分布

33.5.4 静水压力 Hydrostatic Pressure

管道沉没时会受到外部静水压的作用，安装过程中无内部压力。外部压力会对管道响应产生影响，通过泊松比效应，径向压力将导致轴向应变。

$$\varepsilon_{xx} = -\frac{v}{E}\left(\sigma_h + \sigma_r\right) \tag{33-10}$$

式中：

ε_{xx} 为轴向应变；

υ 为泊松比；

σ_η 为环向应力；

σ_r 为径向应力；

E 为杨氏模量。

环向和径向应力可由 Lame 公式得出。如果管端无约束，应变不会产生任何应力；但如果管端是约束的，则将产生轴向力，此效应与热载荷类似。

当管端加帽时，将产生作用力：

$$T_p=p_0A_0-p_iA_i \tag{33-11}$$

式中：

p_0 为外部压力；

p_i 为内部压力；

A_0 为外横截面面积；

A_i 为内横截面面积。

挠曲管道上分布的压力会改变张力硬化效应并对管道曲率产生间接影响。

如图 33.14 所示，管道的有效轴向张力 T_e 可定义为：

$$T_e=T_a+T_p \tag{33-12}$$

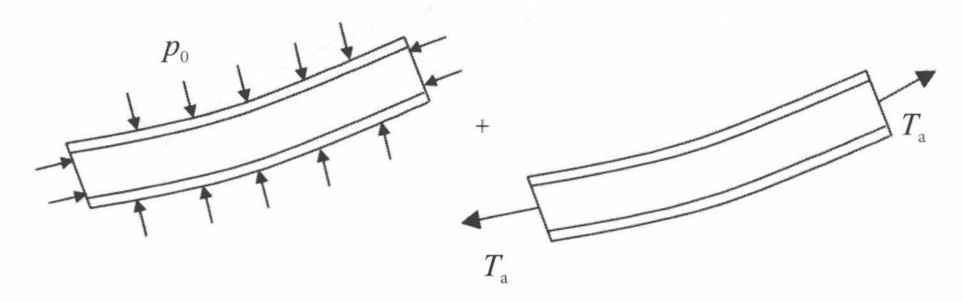


图 33.14　有效轴向张力

第 9 章已介绍有效轴向张力的定义，真实张力可通过对钢管壁横截面进行应力积分得到。在深水中，T_p 通常大于 T_a，这会使 T_e 变负，管段（作为梁）将处于压缩状态而非拉伸状态。作用力 T_p 为水深的函数，所以 T_e 在海面处总为正，而在海床处则为正或负，取决于 T_a 和 T_p 之间的关系。

33.5.5　应变集中和残余应变 Strain Concentration and Residual Strain

为了抵消浮力并保证坐底稳性，离岸管道通常外覆混凝土层，并且还覆有防腐涂层。分析中易于说明涂层重量的作用。因为混凝土具有高压缩强度和低拉伸强度，所以混凝土层还会对管道刚度产生影响，但有限元模型分析可忽略此影响。由于混凝土层是不连续的，管道弯曲时现场接头处可能会出现应变集中。

安装过程中，当管道以相对较大的曲率通过托管架时会受到塑性应变的作用，

这意味着管道将带着残余应变离开托管架。过了拐点管道便反向弯曲，即为了克服残余应变。导致这种现象的原因部分是弯曲，部分是扭转。因为受到塑性应变的作用，所以当管道在海床安装上时会带有残余应变（Endal 等人，1995）[6]。

33.5.6　管道中的刚性段 Rigid Section in Pipeline

阀的外径和刚性通常要大于邻近管道，这会导致较高的弯矩，弯矩增加可使邻近管道发生更大应变。因而要降低下弯段弯矩就必须对管道施加更大的铺管张力。当阀处于下弯段时，铺管张力将大于正常值。

降低上弯段弯矩则更为复杂。当阀位于支撑处时，因为阀的外径比管道大，所以会使管道被局部抬起，导致管道中额外产生更大的弯矩。抬起距离称为偏移（见图 33.15）。

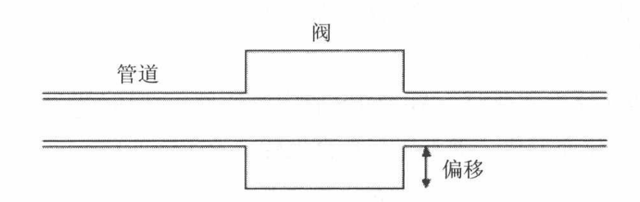


图 33.15　当阀位于支撑处时管道的偏移

降低上弯段弯矩的一个方法是增加托管架的半径。但如果为了减小弯矩而增加托管架的半径，那么整根管道的铺管张力将会更大。此外，采用这种方法上弯段弯矩的减小量可能较为有限。可将木料（或类似材料）捆扎在阀附近的管段上，用以将管道应变控制在可以接受的水平。本文将这种木料（或类似材料）称为锥体，可捆扎在阀两侧的管道底部，如图 33.16 所示。锥体的外形各异，例如直线形、抛物线形等。

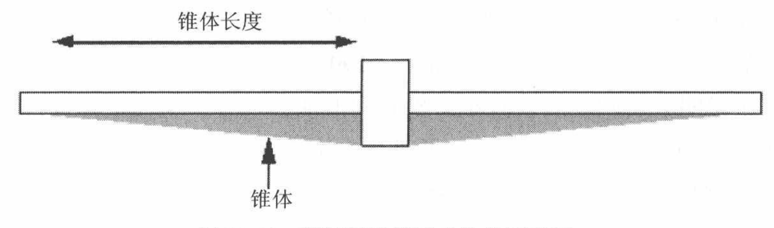


图 33.16　带阀管道使用锥体的原理图

这种锥体的作用是可以减小偏移所致的管道弯矩。锥体必须能够承受管道和支撑之间的载荷。如果管道未使用锥体，垂直于阀的反作用力可在局部产生过应力。但使用锥体后，反作用力将平均分布于邻近支撑。此外，使用锥体后管道曲率的局部变化也会更小。

33.5.7 干重 / 沉没重量 Dry Weight/Submerged Weight

实际应用时钢管会外覆防腐涂层和混凝土层，其密度与钢是不同的。需指出的是分析中管道总重量只能由钢管表达，因为分析仅对裸钢管建模。因而分析时钢（材）必须使用等效密度而不是来自设计数据的实际钢密度。

安装过程中，一部分管道位于海面上而其余部分在海面下。管道从托管架上的某个位置开始浸入水中，然后管道将受到浮力和静水压的作用。在 ABAQUS 中使用 PB 命令将此作用施加于管道，这个命令可向管道浸没部分施加分布式压力载荷和分布式浮力载荷。

当计算分布式浮力载荷时，ABAQUS 假定管道处于端部封闭状态。压力场随着垂直坐标 z 的变化而变化。静水压与垂直坐标 z 为线性关系：

$$p=\rho g（z_0-z） \tag{33-13}$$

式中 z_0 为自由液面的垂直位置，ρ 为水的密度而 g 为重力加速度。

33.5.8 管道旋转 Pipe Rotation

深水铺管过程中管道会发生几次旋转，但业界对此现象的原因仍不清楚。虽然解析模型证实了残余曲率对管道旋转的影响，但预测旋转还需对铺管过程进行三维有限元仿真。

Damsleth 等人（1999）对铺管过程中管道通过托管架时管壁外层纤维发生的塑性应变后果进行了研究[5]。Endal 等人（1995）介绍管道围绕其轴发生扭转，即旋转[6]，还说明只要塑性应变较小，坐底构形便会平直，与完全弹性过程一样，因而铺管过程的主要后果就是旋转。此外还介绍管道扭转只作用于弹性下弯段（或上弯段），其特征属于典型不稳定现象。

安装过程中，管道从水平张紧器处伸出，在托管架上发生弯曲并倾斜向下进

入水中，逐渐反向弯曲至水平海床上。张紧器为管道提供上部支撑而海床提供了下部支撑，并由摩擦力平衡残余张力。描述此 S 型铺设管道构形的常用术语为上弯段、拐点和下弯段。

上弯段残余应变如何改变势能值？这可以举例说明：首先考虑悬挂管道完全处于垂直平面内，并假定有两种铺管情况，其唯一区别是一种情况下材料保持完全弹性，而另一种情况下在托管架上的上弯段发生塑性应变。因为管道的自然（无载荷）形状是中间凸出的，所以发生塑性应变的管道的下弯段要比保持完全弹性的管道的下弯段悬挂位置更高，这说明发生塑性应变的管道的势能大于保持完全弹性的管道的势能。如果能够发生三维变形，那么弯曲管道就可以通过扭转降低其势能。弹性管道的势能已经处于最低状态，因而是稳定的。

从此论述可以合理推断出铺管过程中管道发生旋转的机制是使势能减小。梁的大挠度理论可参见经典文献，例如 Landau 或 Love。非线性三维有限元程序能用非常少的近似值求解虚功方程。可通过三个简单模型说明主要观点，模型均代表长度为 1 218m 且 D/t=36 的管道。管道都为一端固结而另一端铰接并规定了滑动条件。两端高程相同并且质量力等于沉没重量。为了使产生的弹性应变小于 0.035%，需在铰接端施加适当的水平作用力以代替铺管张力。

通过水平作用力即可建立三维载荷工况，水平作用力相当于垂直施加在平衡构形面上的 0.5 m/s 海流。首先施加水平作用力，然后是沉没重量。施加水平作用力前，将铰接端的所有平移自由度锁定为其当前值。模型为：

（1）直管。

（2）预弯曲“上弯段”管道，R=571 m。

（3）预弯曲“下弯段”管道，R=571 m。

然后对各模型跨段中点处的位移和旋转进行研究。呈现的平衡构形与铺管过程中受到管道沉没重量和轴向张力作用的下弯段类似。预弯曲上弯段管道代表在托管架上发生塑性变形并具有 0.1% 残余应变的管道，而预弯曲下弯段管道则代表自然稳定管道（从重力角度而言）。下图中参考系统的 x 轴原点位于固结点，其正向向右而 z 轴正向向上。

安装管道的无载荷构形及张力和重量作用下的平衡构形如图 33.17 和 33.18 所示。根据上弯段平衡曲线可以得到一个重要发现：由于中点位于水平面下方，Endal 等人（1995）发现如果将该管道铺放在海床上，其最终将会平直[6]。

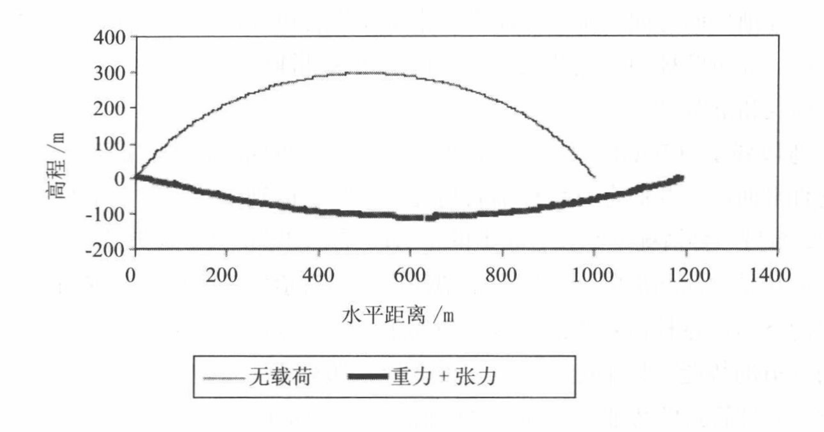


图 33.17　处于无载荷及加载状态下的预弯曲“上弯段”模型

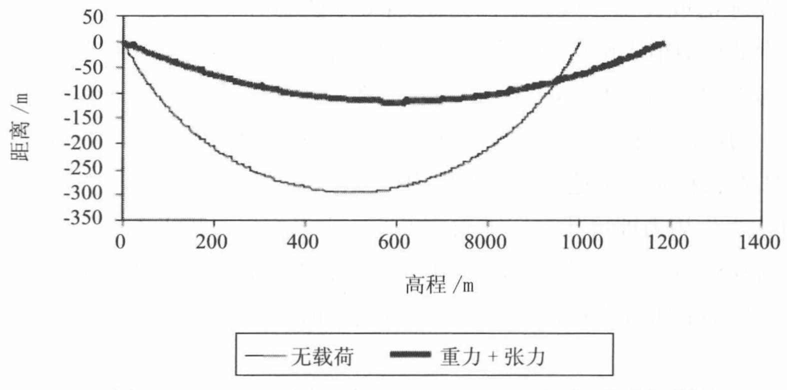


图 33.18　处于无载荷及加载状态下的预弯曲“下弯段”模型

图 33.19 为横向加载作用下的侧向挠曲。所有三条曲线均显示了与预计几乎相同的挠曲。中点处的扭转如图 33.20 所示。水平轴代表随着所施加的水平作用力从零至满值旋转的发展情况。首先考虑直管模型，其 x 轴周围的扭转可以忽略。下弯段曲线在摆的方向以最大为 1 度进行旋转，但上弯段曲线在负方向以 17 度旋转。管道旋转时存在从上弯段构形翻转为下弯段构形的趋势，以减小其势能。同时扭转能开始增加，当两种能量变化至同样大小时即达到平衡。

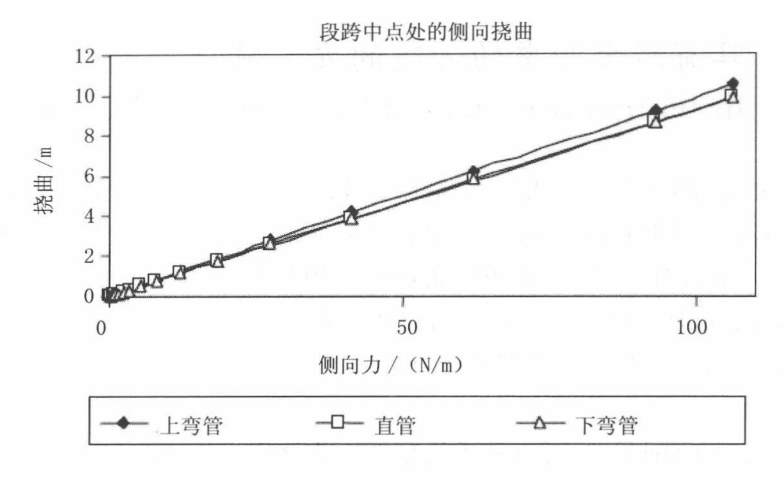


图 33.19　侧向力作用下跨段中点处的位移

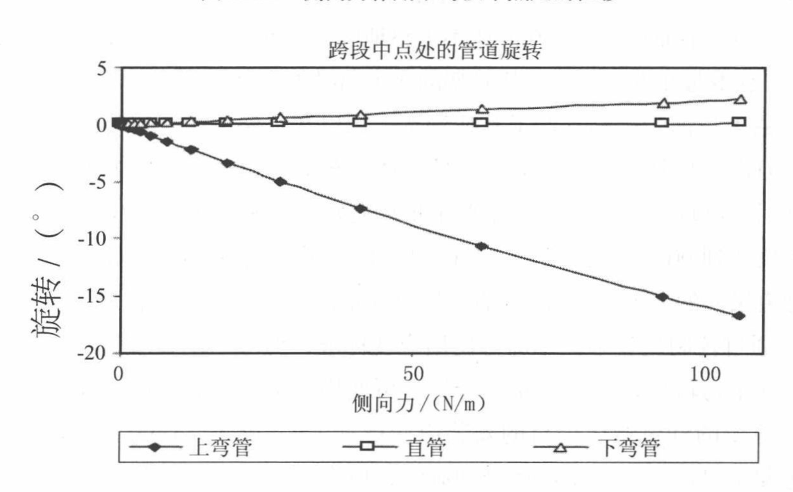


图 33.20　侧向力作用下跨段中点处的旋转

虽然在二维情况下不会出现扭转，但简单模型表明对于扭转而言，三维技术是必要而非充分条件。Endal 等人（1995）认为扭转的特征是不稳定，作者使用刚性管（D/t=36）重复了其分析，结果出现扭转要缓慢得多。铺管过程模型中，在托管架上存在塑性应变的情况下开始铺管的结果表明扭转出现得更为缓慢。管道铺放了几公里后，在接头离开托管架并向海床下降的过程中其扭转具有恒定的角速度。所以总体而言，扭转现象的本质不是不稳定的。

33.5.9 具有残余曲率的管道的安装特性 Installation Behaviour of Pipe with Residual Curvature

铺管船通过增加抗张承载力和托管架长度，逐步适应了深水项目的技术挑战。大型铺管船已经达到物理极限，就低油价要求而言，原则上进一步增加其承载力成本过高。通过使托管架弯曲度更大能够获取更陡的离去角，可提高管道承载力的利用水平，这是一种经济的方法。由于安装管道所需的张力较低，此方法的附带好处是可以减少用于支撑悬跨段的海底干预[3]、[5]，参见 Damsleth 等人的著作（1999）。

目前大型 S 型铺管船的总抗张承载力可达 300~600t，托管架长度为 60~100m，可在水深 300~700m 处安装管道。但现在的托管架离去角为 45°~55°，使海床上的管道保留了大约一半铺管张力。在海床不平整地区，高残余张力产生了更大更多的悬跨段。为了获取最小残余张力，托管架的离去角必须尽可能陡。

大多数大型铺管船都延伸了其托管架，用以在水深更大处安装尺寸不断增加的管道。但进一步延长托管架会使其易受环境载荷的影响，并增加天气原因导致的停工时间。以现有抗张承载力在水深非常大处（1500~2500m）安装大直径管道需要离去角达到 90° 的托管架。当曲率增加时，应能保持当前的托管架弧长。根据特定管道尺寸的 D/t，上弯段可能会形成固定曲率并最终导致管道发生旋转。

虽然通过控制托管架曲率即可使用应变标准，但深水安装所需的托管架曲率导致管道在上弯段出现更大的塑性变形。可使用详细结构分析确定允许在上弯段发生塑性应变的针对特定项目的安装应变标准（Bai 等人，1999）。但已证实管道的固定曲率可能会导致不可接受的旋转，应在管道上安装 T 形固定支座或其他固定装置。如果旋转能够预测并控制，此现象就不应成为安装问题。

因为在安装过程中管道的特性与特定管道特征和安装构形相关，所以难以在施工阶段对管道扭转进行量化。虽然设计规范提供了最大上弯段应变标准，可避免管道扭转，但形成的铺管构形可能成本过高。应变集中也可能在上弯段产生固定曲率并导致管道旋转，应变集中由涂层、低匹配焊缝、止屈器以及其他流向组件等导致。

因而可通过使用弹塑性梁和摩擦 / 接触单元的非线性三维有限元模型来分析铺管过程中管道的载荷历史，需对常数之间的复杂相互作用以及涉及所有 6 个自由度随时间和位置而变化的载荷予以考虑。有限元模型可对管道旋转进行仿真，

确定是否需要采取控制措施并证明修正措施的有效性。

图 33.21 至图 33.23 为在 0.5m/s 侧向海流下铺放 2.4km 深水管段过程中发生的扭转现象。开始铺管时使用了固定锚，这样管端可以自由旋转。本案例忽略海床上的旋转摩擦力。

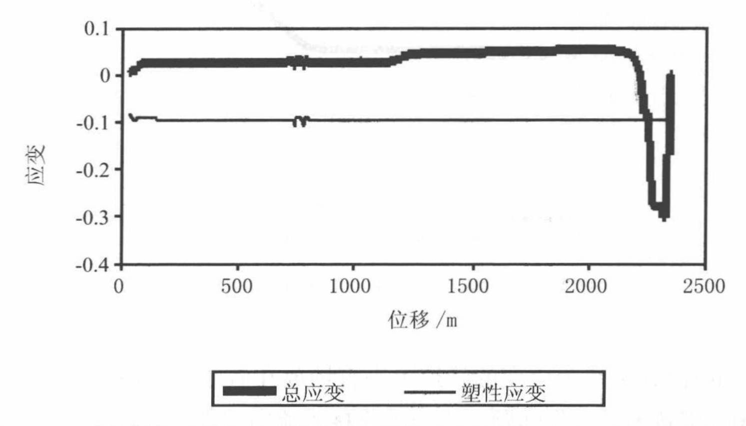


图 33.21　弹塑性管道从海床上的未约束管端至张紧器的总轴向应变和塑性应变

图 33.21 为铺放 2.4km 管道后的情况，说明了铺管过程中管道在托管架上受到弹塑性弯曲作用后垂直面内的总应变和固定应变。弹塑性材料管道因扭转效应导致未约束管端发生 60 度净旋转以及完全弹性管道无旋转的情况如图 33.22 所示。图 33.23 为与弹性管道接近于零的力矩相比，沿着弹塑性管道的合成转动力矩情况。曲线之间的唯一区别是由弹塑性管道材料 0.1% 的残余应变所致，表明塑性应变结合侧向扰动力是管道发生旋转的原因。

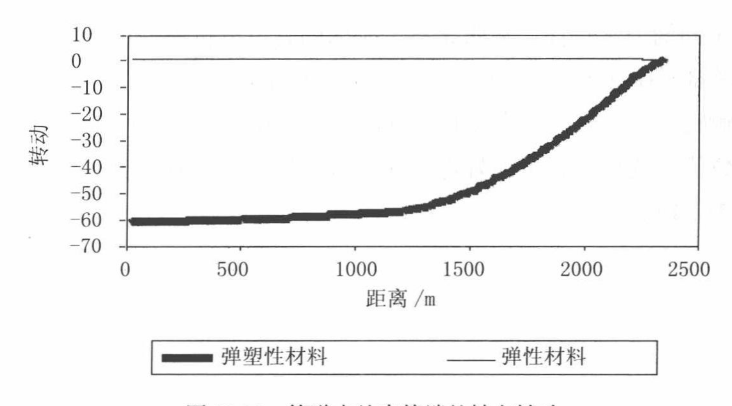


图 33.22　管道未约束管端的轴向转动

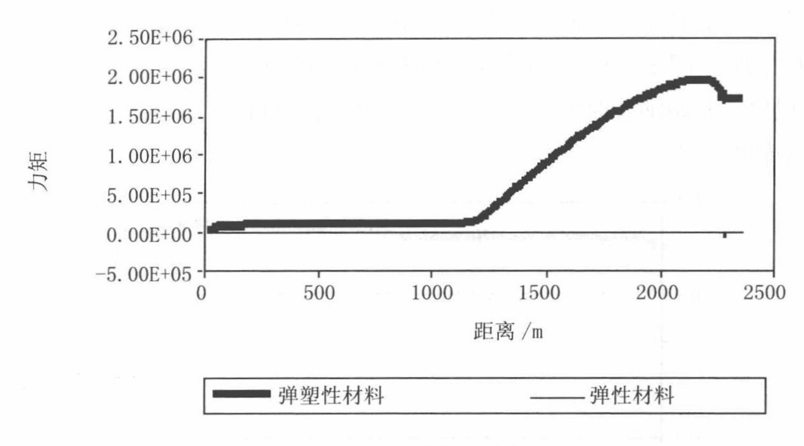


图 33.23 从海床上未约束管端至张紧器的扭转力矩

这根带有 0.1% 残余应变的管道可平直铺放在海床上。沿着未约束管端和海床发生 60° 旋转不会产生问题，除非需要接入流向组件。在这种情况下，最经济的方法是为多点接入设计大型发送装置，因为随着铺管船向前移动管道可能会持续旋转直至累积了足够的摩擦力。

33.6 S 型铺设法安装的解析方法 Analytical Method for S-Lay Installation

根据不同的力学特性，从张紧器至海床的管道解析模型可分为四段 [17,18]：第一段从张紧器至托管架分离点；第二段从分离点至拐点；第三段从拐点至触底点；第四段从触底点至与海床发生接触的管段。本节将提出一个用于深水管道 S 型铺设过程的数值迭代模型，可较好地确保邻近管段之间的连续性。S 型铺设的管道构形如图 33.24 所示。

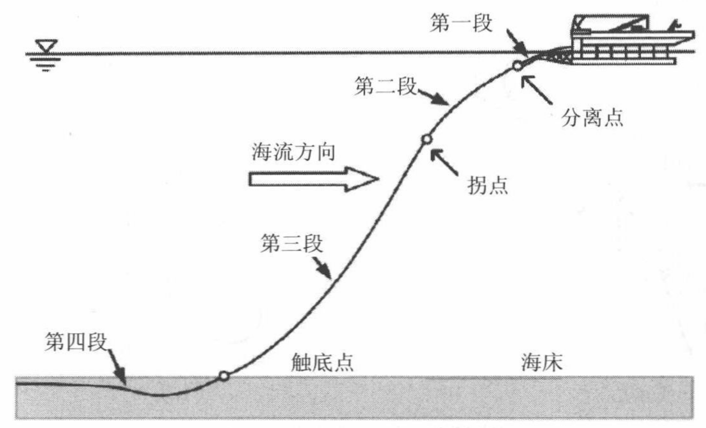


图 33.24　S 型铺设法的管道构形

33.6.1　第一段 The First Section

第一段放置于托管架上，其曲率与托管架相同。可建立坐标系，原点位于张紧器处，如图 33.25 所示。

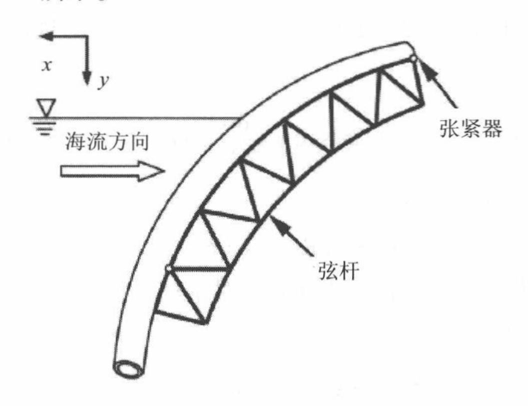


图 33.25　第一段示意图

此段管道由两部分组成：A 在空气中而 B 在水中。作用于 A 段的力包括自重、托管架阻力及张紧器张力，B 段则另外还包括水动力。空气中和水中不同管段的

力如图 33.26 所示。

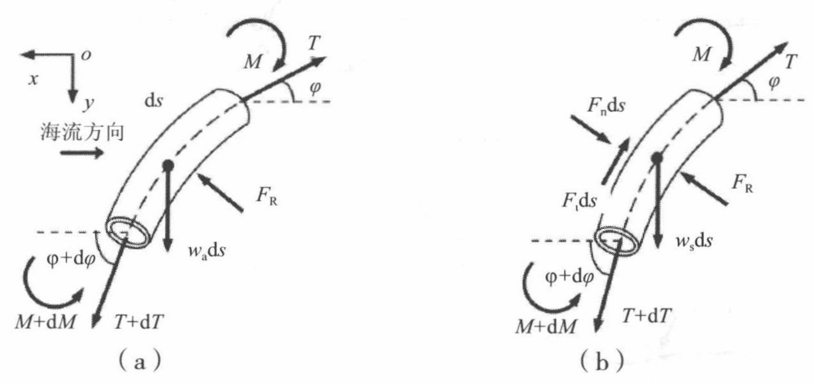


图 33.26 第一段的力平衡

（a）A （b）B

对于空气中的管段，w_a 为管道在空气中的单位重量，因而平衡公式为

$$T\cos\frac{d\varphi}{2}-w_a ds\cdot\sin\left(\varphi+\frac{d\varphi}{2}\right)-(T+dT)\cos\frac{d\varphi}{2}=0 \qquad (33\text{–}14)$$

从式（33–14）可推导出

$$dT=-w_a ds\cdot\sin\varphi$$

对于海水中的管段，w_s 为管道在水中的单位重量，考虑到洋流的作用力，因而平衡公式为

$$T\cos\frac{d\varphi}{2}+F_r ds-w_s ds\cdot\sin\left(\varphi+\frac{d\varphi}{2}\right)-(T+dT)\cos\frac{d\varphi}{2}=0 \qquad (33\text{–}15)$$

经推导后，式（33–15）变为

$$dT=-w_s ds\cdot\sin\varphi+F_r ds \qquad (33\text{–}16)$$

式中洋流作用力可由莫里森公式计算。对于轴向力和弯矩的相互作用，可根据材料力学知识计算轴向应力和应变

$$\varepsilon=\frac{T}{EA}+\frac{\varphi(R_s\pm r)-\varphi R_s}{\varphi R_s}=\frac{T}{EA}\pm\frac{r}{R_s} \qquad (33\text{–}17)$$

$$\sigma=E\varepsilon=\frac{T}{A}\pm\frac{Er}{R_s} \qquad (33\text{–}18)$$

式中符号“±”的含义是当管道在弯矩作用下处于拉伸状态时使用符号“+”，而当管道处于压缩状态时则应使用符号“–”。

33.6.2 第二段 The Second Section

图 33.27 为第二段从分离点至拐点，所以其曲率不仅受水动力和自重的影响，而且会受到分离点处弯矩的较大影响。

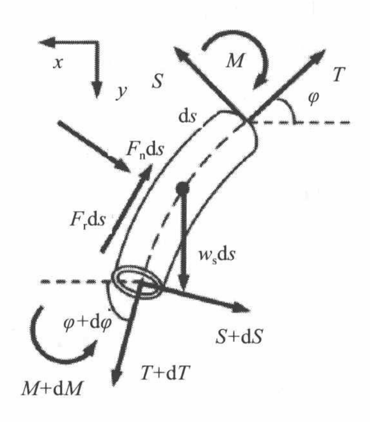


图 33.27　第二段的力平衡

因而管道曲率可表达为

$$\frac{1}{R(s)}=\frac{1}{R_{m}(s)}-\frac{1}{R_{w}(s)}-\frac{1}{R_{c}} \tag{33-19}$$

式中：

s 为从分离点处开始的弧长；

$\frac{1}{R(s)}$ 为弧长 s 处的管道曲率；

$\frac{1}{R_{m}(s)}$ 为分离点处弯矩所致的曲率；

$\frac{1}{R_{w}(s)}$ 为管道重力所致的曲率；

$\frac{1}{R_{c}}$ 为海流所致的曲率。

根据梁理论，表达式如下所示：

$$\frac{1}{R_{\mathrm{m}}(s)}=\frac{1}{R_{\mathrm{st}}}\left[ch\sqrt{\frac{T}{EI}}s-sh\sqrt{\frac{T}{EI}}s\right] \tag{33-20}$$

$$\frac{1}{R_{\mathrm{w}}(s)}=\frac{w_{\mathrm{s}}\cdot\cos\varphi}{T} \tag{33-21}$$

$$\frac{1}{R_{\mathrm{c}}}=\frac{F_{\mathrm{n}}\mathrm{d}s}{2EI} \tag{33-22}$$

通过使力平衡，切向的控制公式可表达为

$$\mathrm{d}T=-w_{\mathrm{s}}ds\cdot sin\varphi+F_{\tau}ds \tag{33-23}$$

33.6.3 第三段 The Third Section

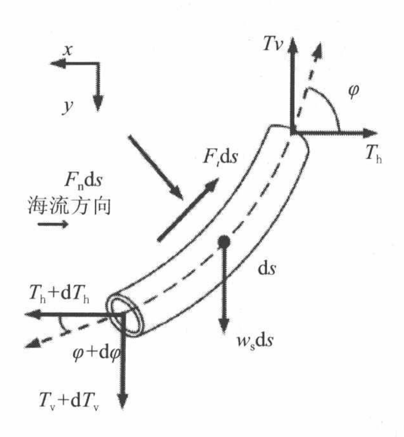


图 33.28　第三段的力平衡

曲率主要受下弯段顶部管道张力影响。考虑到此段的力学特性，采用悬链线法可以对管道的空间构形进行较好仿真。

对于力平衡的垂直方向，公式可推导如下：

$$w_{\mathrm{s}}\mathrm{d}s+T_{\mathrm{v}}+\mathrm{d}T_{\mathrm{v}}-F_{\tau}\mathrm{d}s\cdot sin\varphi+F_{\mathrm{n}}\mathrm{d}s\cdot cos\varphi=0 \tag{33-24}$$

经推导后，式（33-24）变为

$$\mathrm{d}T_{v}=F_{\tau}\mathrm{d}s\ sin\varphi-F_{\mathrm{n}}\mathrm{d}s\ cos\varphi-w_{\mathrm{s}}\mathrm{d}s \tag{33-25}$$

水平方向与垂直方向类似

$$dT_h=F_n ds\ sin\varphi+F_\tau ds\ cos\ \varphi \quad (33\text{-}26)$$

采用材料力学弯矩公式可近似计算出管道的弯矩

$$M=-\frac{EI}{R(s)} \quad (33\text{-}27)$$

33.6.4 第四段 The Fourth Section

在本节中，海底土壤不是完全刚性的，尤其在实际铺管过程中（见图33.29）。

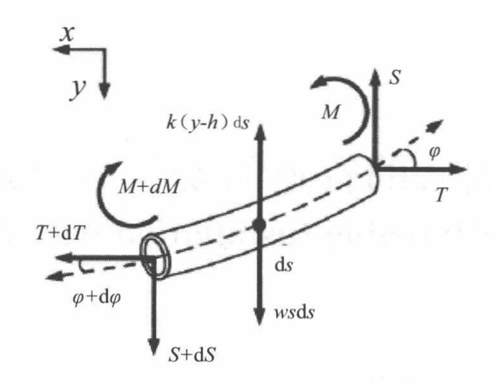


图 33.29　第四段的力平衡

因而假定海床为弹性基础，则基于梁理论的微分方程式如下：

$$EI\frac{d^4y}{dx^4}-T\frac{d^4y}{dx^2}+k\left(y-h_1-h_2\right)=w_s \quad (33\text{-}28)$$

式中 T 为常数。对于 $T>2\sqrt{EIk}$，无法得到实解；对于 $T\leqslant 2\sqrt{EIk}$，得到的通解为

$$y=h_1+h_2+\frac{w_s}{k}+c_1e^{-ax}\cos(\beta x)+c_2e^{-ax}\sin(\beta x)\ c_3e^{ax}\cos(\beta x)+c_4e^{ax}\sin(\beta x) \quad (33\text{-}29)$$

式中：

k 为海床刚度；

h_1 为甲板至水面的高度（干舷）；

h_2 为水深；

α 为 $\frac{1}{2}\sqrt{2\sqrt{\frac{K}{EI}}+\frac{T}{EI}}$；

β 为 $\frac{1}{2}\sqrt{2\sqrt{\frac{K}{EI}}-\frac{T}{EI}}$；

考虑到边界条件为无穷远距离，特别是当 $x\rightarrow\infty$ 时，$y\approx h_1+h_2+\frac{w_2}{k}$,so $c_3=c_4=0$，因而微分公式可简化为

$$y=h_1+h_2+\frac{w_s}{k}+c_1\mathrm{e}^{-\alpha x}\cos(\beta x)+c_2\mathrm{e}^{-\alpha x}\sin(\beta x) \tag{33-30}$$

于是管道的相关弯矩就可表达为

$$M=-EI\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}x^2} \tag{33-31}$$

33.7 带流向阀的管道的安装有限元分析 FEA of Pipeline Installation with In-line Valve

33.7.1 管道的静态构形 Pipeline Static Configuration

在本书作者的指导下，Martinsen [12] 在其硕士论文中对带流向阀的管道安装进行了有限元分析。本节将详细介绍采用 ABAQUS 软件对管道安装进行有限元分析的程序。

载荷步 #1：当开始确定管道的静态构形时，其初始构形为直线。第一步在管端施加水平集中力，如图 33.30 所示。可用式（33-9）估算出所需的作用力。

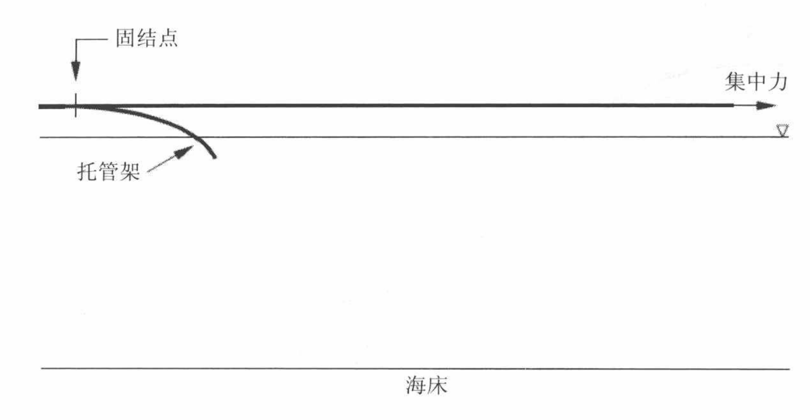


图 33.30　管道初始构形及载荷步 #1

载荷步 #2：在管端施加指定的垂直位移，如图 33.31 所示。指定位移使节点在 x 轴方向发生位移并围绕 z 轴发生旋转。集中力为随从力，这意味着力的方向随着节点的转动而转动。在此载荷步中，部分管道会接触到托管架，这部分管道将发生弯曲，管道其余部分仍大致保持平直。

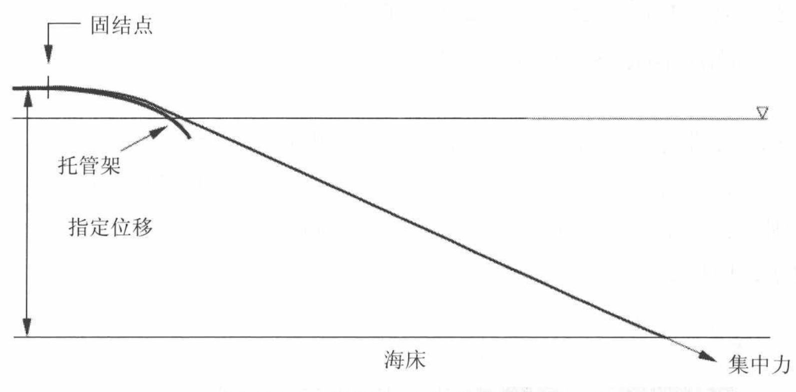


图 33.31　载荷步 #2 后的管道构形

载荷步 #3：施加用户子程序中规定的干重、浮力、压力以及分布载荷。施加集中力的节点向左移动直至管道达到静态平衡，如图 33.32 所示。初始构形中的管道应具有足够的长度，这样在计算静态构形时部分管道将在海床上水平搁置并滑动。

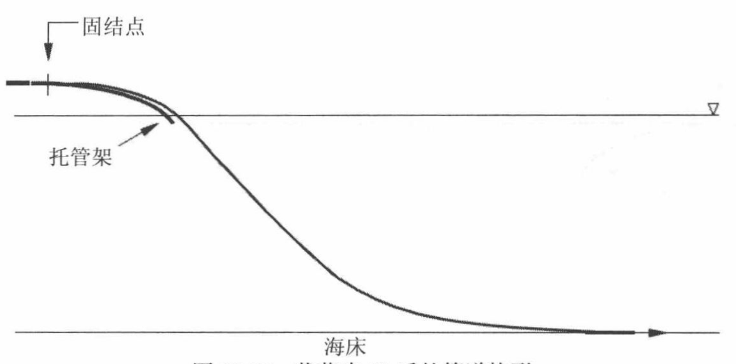
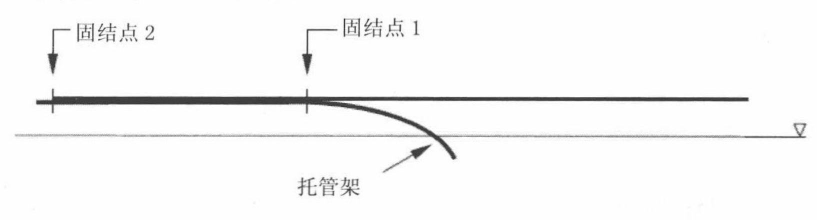


图 33.32 载荷步 #3 后的管道构形

铺管驳船安装管道所需的张力为固结节点处的反作用力。应根据设计标准检验施加张力对管道的载荷效应，检验结果可能是必须改变施加张力。管道达到其静态构形后，如果根据设计标准可能需要增加或减小张力，则需重复此程序直至所施加的载荷满足设计标准的要求。对于每次新的尝试，在重启文件中修改集中载荷并从原始结果文件中读取即可。

33.7.2 管道在托管架上的滑动 Pipeline Sliding on Stinger

在第一个张紧器（固结点）前必须定义一根管道，其长度等于准备在海床上安装的长度，还需定义一个水平面以支持此段管道。管道由铺管坡道上的两个节点进行固结，一个节点与第一个张紧器位置相同，管端节点则位于“铺管船”。管道的初始构形如图 33.33 所示。



海床

图 33.33 初始构形

前三个载荷步都是用于确定上节所述的静态管道构形。在载荷步 #3 中，重量、浮力和压力都施加于整根管道，这说明重量施加于整根管道而压力和浮力则施加于管道浸没部分。在载荷步 #4 中，固结点 1 处的边界条件发生变化。当节点被释放时，在此点管道与托管架将会分离 0.01~0.1 m。结果使管道静态构形及管道与托管架之间的接触力发生少许变化。

下一步即最后一步是将代表铺管船 / 托管架的平面向左移动。铺管船 / 托管架总共只有一个参考节点，然后通过移动图 33.34 中的参考节点使铺管船 / 托管架发生移动。点 2 保持固结。然后管道横截面从铺管船移出，越过托管架并通过下弯段到达海床。

当固结点 1 的节点被释放时经常会出现收敛问题。固结点 1 和 2 之间的距离越远，使模型收敛就越困难。

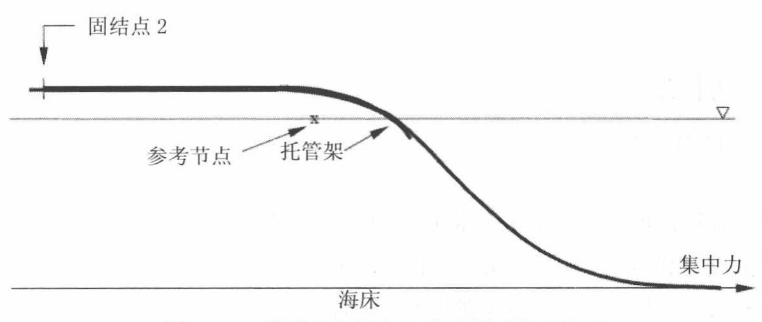


图 33.34　管道在托管架上发生滑动前的构形

33.7.3　安装流向阀
Installation of In-line Valve

此设计样例旨在证明流向阀对管道应变水平的影响。分析将针对位于下弯段及托管架支撑处的阀，并将结果与设计标准的下弯段和上弯段容许应变水平进行比较，容许应变水平由 Statoil 规范 F-SD-101 予以定义。

- 管道上弯段（托管架）为 0.23%；
- 管道下弯段（悬挂部分）为 0.15%；
- 管道和最后一个支撑之间无接触。

因为阀的刚度大于邻近管道，所以安装流向阀的问题是使局部弯矩和应变增加。上弯段和下弯段都会发生因阀的刚度较大而导致弯矩增加的情况。弯矩增加

可使邻近管道发生更大应变，在下弯段，如果邻近管道的应变大于设计标准，可通过对管道施加更大的铺管张力来减小应变。

当阀位于支撑处时，阀和支撑相互接触将使邻近管道上抬，并导致局部弯矩增加，这两种作用的结果是使邻近管道的应变增加。管道上抬会导致弯矩增加，为了减小弯矩可在管道上使用锥体。

33.8 双介质管道的设计概念 Two Medium Pipeline Design Concept

33.8.1 引言 Introduction

管道的设计和施工是开发深水生产和输送设施的关键问题之一。安装大直径主干管线的水深限制大约为 600m（Rivett, 1997），而直径较小的出油管可在水深达 3000m 处安装。在水深更大处开发的项目对当前的管道技术提出了新的挑战并刺激了新理念的发展（Damsleth 和 S. Dretvik, 1998, Walker 和 Tam, 1998）。

众所周知，管线管材料成本占了管道项目资本支出的较大部分。使用目前的技术，可通过外部压力安装设计决定深水管道的壁厚选择。但需开发新的设计理念以避免这种情况（Palmer，1997），使深水管道像浅水管道一样具有经济竞争力。

直至几年前，管道设计还是基于简化承载力公式及一些用于安装和坐底稳性设计的专用计算机程序。近来在设计标准可对成本产生重要影响的情况下，使用非线性有限元仿真及极限状态设计已经成为可以接受的做法[1, 2]（Bai 和 Damsleth, 1997, 1998）。有限元仿真技术的进步可使项目得到针对性的优化，为水深为 350m 的管道节约多达 16% 管道资本支出（Home, 1999）。深水管道的优化潜力则更大。

33.8.2 三介质和双介质管道的壁厚设计 Wall-thickness Design for Three Medium and Two Medium Pipelines

传统上海底管道针对三种不同介质而设计：空气（安装过程中）、水（预试运行过程中）及最终产品（气 / 油）。在浅水中，因为所选壁厚基于产品内部压力或压力试验，所以在接近大气压情况下充满空气的管道不会产生特殊问题。在深水中，如果采用同样的安装和作业方法，管道尺寸应根据安装阶段的外部压力进行选择。图 33.35 和 33.36 清楚地解释了这种现象，说明随着水深增加，在运行、试验和安装阶段如何确定管道的壁厚要求。本节将介绍一种新的深水安装设计理念，称为双介质管道（Bai et al., 1999）。

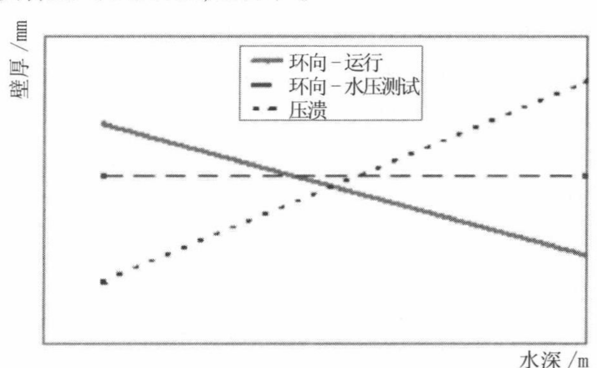


图 33.35　水深的壁厚选择函数（3 介质）

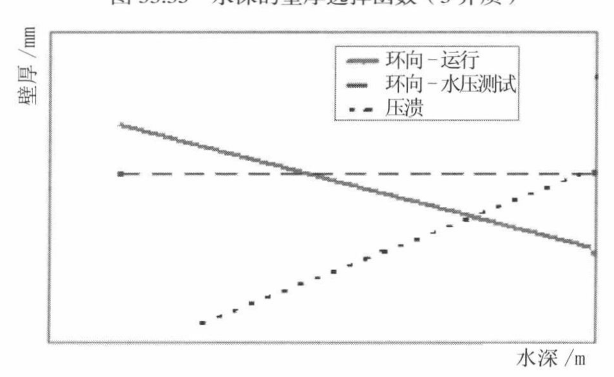


图 33.36　水深的壁厚选择函数（2 介质）

如果管道设计为输送两种介质：水（安装 / 测试过程中）和产品（运行过程

中的气 / 油），那么深水管道的壁厚要求可大大降低。此方法（图 33.35）不受耐压溃能力的限制，直至水深达到非常大（图 33.36）。先是两种介质（水和油 / 气）的密度，然后是针对环向应力 / 压溃的壁厚要求将会收敛，因而稠油的壁厚要求应低于天然气的壁厚要求。

33.8.3 安装非水密管道 Installing Free Flooding Pipelines

因为铺管张力可保持相对较低并且在作业过程中随着沉没重量的增加还有较大的余量（为了稳性），所以采用干式安装是合理的。这种合理性在浅水中是可靠的，但不可外推至水深超过 1000m。充满空气的管道的所需壁厚会变得非常大，相应的沉没重量使所需铺管张力显著大于目前铺管船的抗张承载力。

如图 33.37 和图 33.38 所示的一系列管道直径的所需壁厚可以说明此现象。为了比较，假定管道输送的原油密度为 800kg/m^3，压力为 200bar。图 33.37 为空管安装所需的壁厚，而图 33.38 则为管道浸水后安装所需的壁厚。

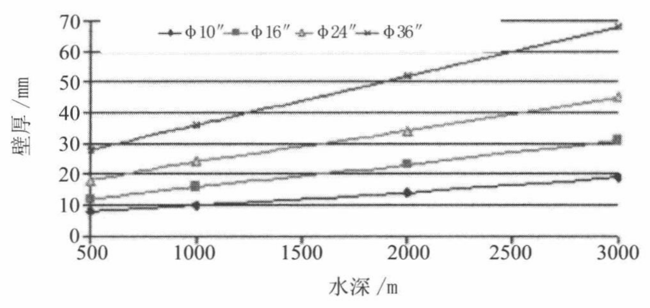


图 33.37　安装空管时的壁厚

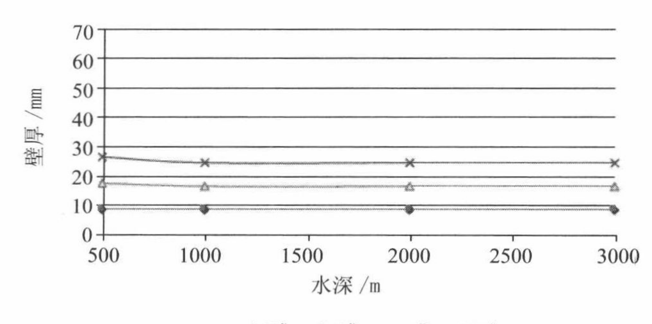


图 33.38　安装浸水管道时的壁厚

当安装空管时，深水中所需壁厚产生的直接后果是沉没重量较大。在水深大于 1 000m 处沉没重量会变得非常大，每 1 000m 增加一倍（见图 33.39）。但可以预计沉没重量仍然要小于浸水管道，直至水深达到约 2 000m。因为静水压溃不再是失效模式，所以水深 2 000m 处浸水管道的沉没重量可小于空管。

图 33.40 为湿式安装一系列直径管道时其相应的沉没重量。壁厚较大增加了沉没重量，这对坐底稳性是有利的。此案例未考虑会减小沉没重量的保温涂层，但仍能满足稳性要求。

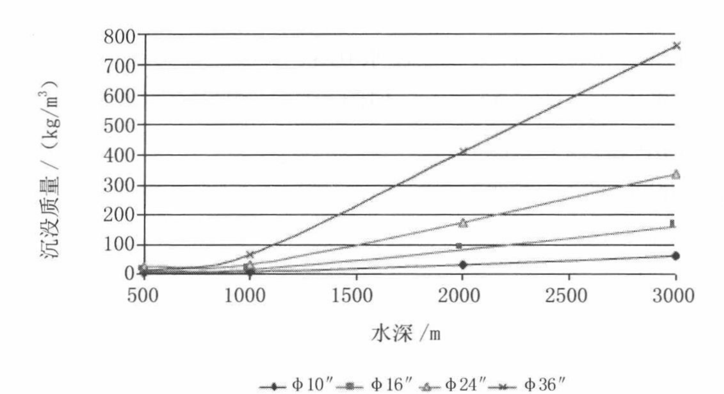


图 33.39　安装空管时的安装沉没重量

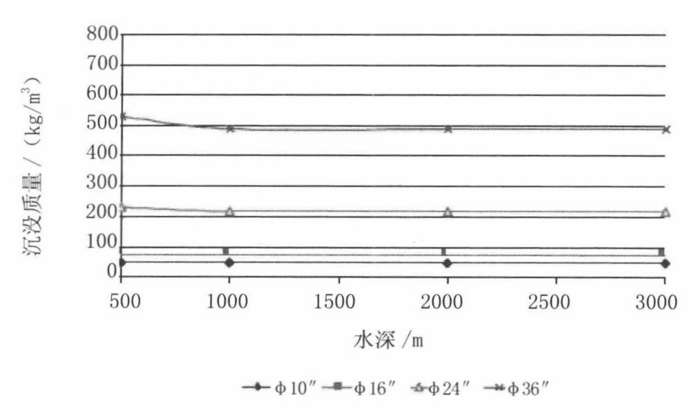


图 33.40　安装浸水管道时的安装沉没重量

33.8.4 S 型铺设法与 J 型铺设法的比较 S-lay vs. J-lay

离岸管道业对于采用 S 型铺设法安装空管非常熟悉。图 33.41 为绝对最小铺管张力的示意图，是在无需为保持稳性而增加配重层的基础上生成的。根据目前铺管布置的最大抗张承载力为 400 ~ 500t，Ø16″ 管道的最大安装水深为 2 000m（见图 33.41）。

有意思的是在 2 000m 水深处安装浸水 Ø16″ 管道的铺管张力与干式安装的铺管张力相同（或更小）（见图 33.42），但因为所需管道钢材只有干式安装管道的约一半，所以其相应的成本更低。Ø10″ 管道的差别甚至更大，采用现有铺管布置可在水深超过 3 000m 处进行安装（浸水），与之相比干式安装的水深为 2 500m。

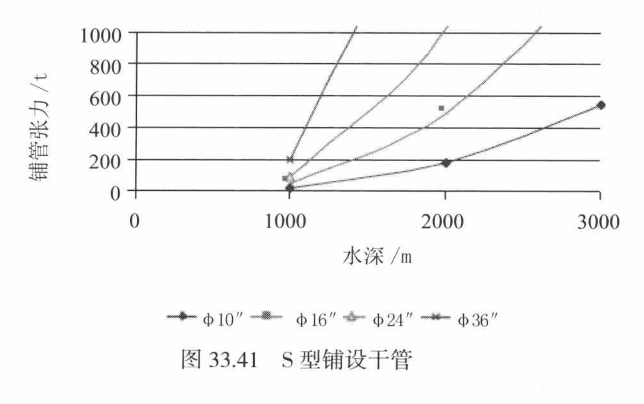


图 33.41　S 型铺设干管

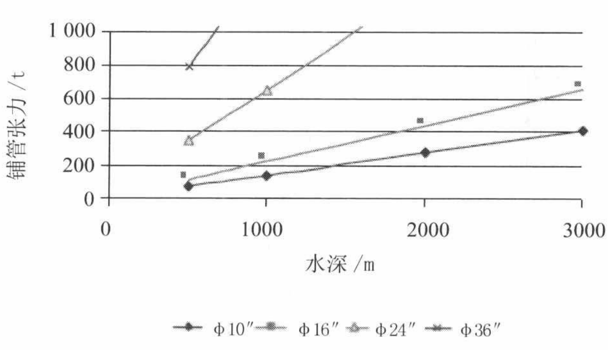


图 33.42　S 型铺设湿管

当与 J 型铺设法的性能进行比较时差别就更为显著。在水深 2 000m 处采用 J

型铺设安装同样的Ø16″ 管道需要的张力为200t，无论是湿式安装还是干式安装（见图 33.43 和图 33.44）。除了只需约一半材料外，湿式安装的最大好处是使用现有设备可以在水深超过 4 000m 处安装 Ø16″ 管道，相比之下干式安装只能在水深超过 2 000m 处进行。这项研究的一个发现是即使采用 J 型铺设，安装 Ø24″ 管道仍然需要极大的铺管张力。通过增加浮力保温层可减小管道的沉没重量，将其与管道浸水相结合从而使水深 3 000m 处的铺管张力降低至可以达到的水平是有可能的。

托管架顶部较大的水平离去角限制了 S 型铺设的安装张力。目前大型铺管船上的托管架已经可以延伸达 400~600m，设计上能够提供的离去角可达约 60 度。超深水中所需角度与 J 型铺设相同，几乎为 90 度。为了将托管架长度控制在现有水平之内（最大弧长为 100m）就需要增加曲率，这会使上弯段管道发生塑性变形并在海床上的管道内形成固定残余应变。残余应变的影响尚未得到深入研究，但可以发现两个现象。一个是反向塑性应变导致下弯段不稳定，使管道有发生扭转的趋向。第二个是管道可能会在海床上形成“螺旋”构形。如果塑性应变不严重，那么这些影响就不会出现或有助于管道安装作业。

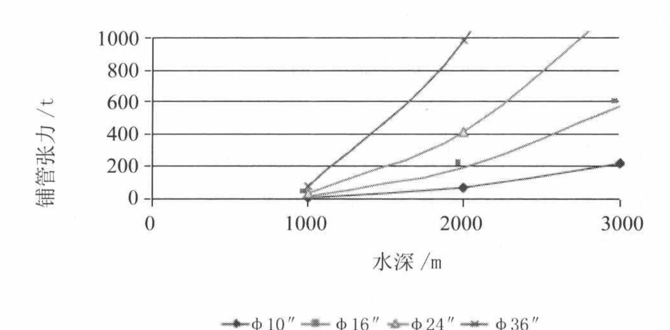


图 33.43　J 型铺设干管

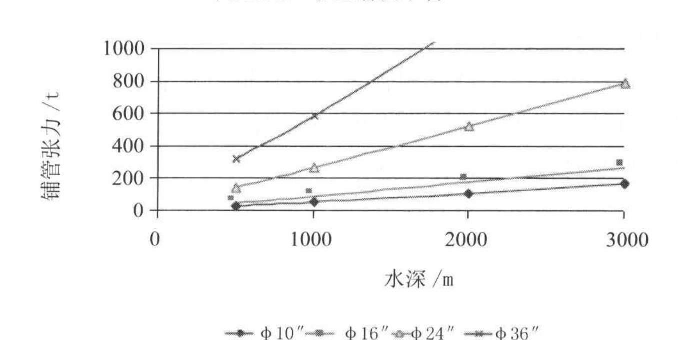


图 33.44　J 型铺设湿管

33.8.5 费用情况 Economic Implication

管道项目的资本支出可划为以下几个主要方面：

- 管理和设计 5%；
- 材料和制造 55%；
- 安装 29%；
- 试运行 1%；
- 保护性措施和其他 2%。

管理和设计：方法不会对管理 / 设计过程产生直接经济影响，但设计应对双介质管道的所有潜在限制予以说明，确保其在运行阶段可以接受。必须说明的一点是系统应保证管道内的压力不低于规定最小值，一种方法是在管端安装隔离阀，高压管道使用高完整性压力保护系统后一旦探测到压力降低即可启动隔离阀。

材料和制造：大幅降低所需壁厚。对水深小于 1 000m 的情况，可少量降低壁厚；但对于水深 2 000m 以上，则至少可降低 50%。

安装：如上所述，对于水深超过 2 000m 的情况，管道的铺管张力要求大幅降低。管道壁厚明显减小的额外好处是铺管速度应该更快。可以认为此阶段没有不利的经济影响。如果使用传统安装方法，成本可进一步降低。

试运行：尽管无法使用传统方法进行除水和烘干，但可采用在所需压力下使用液体（甲醇）的试运行技术。这种方法具有较好的经济效果。

保护性措施等：虽然并未得到完全验证，但技术上是可行的。保护性措施已经应用于海床上因重量过轻而不够稳定的管道，但不是在超深水中。其主要涉及修理成本而非损伤风险。

总之，在水深 1 000~3 000m 处湿式安装管道技术上是可行的，管道资本支出可减少（因节约材料）达 27%。但需更加重视设计，通过采用现代分析方法和工具可使工程作业得到可靠有效的实施。

33.9 参考文献 References

[1] Y. Bai and P.A. Damsleth, Limit State Design of Offshore Pipelines, Proc. of OMAE' 97, 1997.

[2] Y. Bai and P.A. Damsleth, Design Through Analysis Applying Limit State Concepts and Reliability Methods, Proc. of 8th International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE–98, 1998.

[3] Y. Bai and P.A. Damsleth and G. Langford, Strength Design of Deepwater Pipelines, Proc. of 2nd International Conference on Deepwater Pipeline Technology, DPT–99, 1999.

[4] P.A. Damsleth and S. Dretvik, The Åsgard Flowlines – Phase 1 Design and Installation Challenges, OPT" 98, 1998.

[5] P.A. Damsleth, Y. Bai, P.R. Nystrøm and C. Gustafsson, Deepwater Pipeline Installation with Plastic Strain, Proc. of OMAE' 99, 1999.

[6] G. Endal, O.B. Ness, R. Verley, K. Holthe and S. Remseth, Behaviour of Offshore Pipelines Subjected to Residual Curvature during Laying, OMAE' 95, 1995.

[7] HKS, ABAQUS User manuals, version 5.7, Hibbit, Karlsson og Sorensen, 1998.

[8] R. Holme, E. Levold, G. Langford and H. Slettebø, Åsgard Transport – The Design Challenges for The Longest Gas Trunkline in Norway, OPT' 99, 1999.

[9] R.A. Igland, Reliability Analysis of Pipelines during Laying, Considering Ultimate Strength under Combined Loads, Doktor ingeniøravhandling 1997:80, Institutt for marine konstruksjoner, NTNU Trondheim, 1997.

[10] G. Langford and P.G. Kelly, Design, Installation and Tie–in of Flowlines, JP Kenny Report Job Nr. 4680.1, 1990.

[11] R.C. Malahy Jr, OFFPIPE User' s Guide, Version 2.05.

[12] M. Martinsen, A Finite Element Model for Pipeline Installation Analysis, M. Sc. Thesis Performed at Stavanger University College for JP Kenny A/S, 1998.

[13] Fra et utvalg oppnevnt ved kgl. res, Rørledninger på dypt vann, Universitetsforlaget,

Oslo, 1974.

[14] A. Palmer, Pipelines in Deep Water, Interaction between Design and Construction, Proceedings of Workshop on Subsea Pipelines, Edited by S.E. Estefen et al, Federal Univ. of Rio de Janeiro, 1997

[15] S.M. Rivett, P.W.J. Raven, and D.W. Baker, Pipeline Design and Construction in Deep and Ultra Deep Water – An Overview, Deep Water Drilling and Production Technology Symposium, Black Sea, 1997.

[16] A. Walker, and C.K.W. Tam, Deepwater Pipeline Design, Deepwater Pipeline Technology（DPT）Conference, March 9–11, 1998.

[17] L.Y. Zhu and Y. Bai, S–lay Installation Analysis for Deepwater Pipeline, Harbin Engineering University, 2011.

[18] L.Z. Wang, F. Yuan and Z. Guo, Numerical Analysis for Pipeline Installation by S–lay Method, .OMAE 2010–20552, 2010.

[19] REEL Lay Method, http://www.welschs.cc/reel.html, 2004.

[20] B. Baker and L. Mcclure, Reel Method Speeds Lay of Pipe–in–pipe, Offshore, 2002.

[21] J.R. Li, Submarine Pipeline Reliability Design Method and Construction Programming, Zhejiang University, 2004.

[22] Y.N. Gu, Analysis of Pipeline Behaviors during Laying Operation, China Ocean Engineering, 1989.

[23] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines and Risers, Elsevier Science Ltd, 2005.

[24] X.B. Dang, Deepwater Submarine Pipeline S–lay Design Theory and Analysis Method, Zhejiang University, 2010.

[25] W.L. Lemer, R. Pattarozzi and G. Sterling, Deepwater Petroleum Exploration & Production–A Nontechnical Guide, Pennwell Books, 2003.

[26] L. Ma, Overview of Marine Pipeline Technology, Oil & Gas Storage and Transportation, 1989.

[27] N. Li, Retrospect and Prospect of Oil and Gas Pipelines in China, Oil & Gas Storage and Transportation, 2002.

[28] J. Zhou, "Research on Deepwater Submarine Pipeline S–lay and Construction Technology", Zhejiang University, 2008.

第 5 篇　管道完整性管理
Pipeline Integrity Management

第 34 章　管道试运行、运行和维护

Pipeline Commissioning, Operations and Maintenance

34.1 引言
Introduction

管道试运行包括安装后使管道系统处于运行状态所需的各项活动，其中有静水压试验、清洗 / 干燥以及把待输送生产产品输入管道系统内。

管道的运行一般由管道运营公司（运营商）负责。在管道试运行并交付给运营商之前，应将管道系统的详细运行和维护程序准备就绪。

应准备运行和维护手册，包括执行各项活动所需的进度安排、程序和须知。

34.2 预试运行
Pre-commissioning Activities

在产品输入管道之前，应将所有的管道进行彻底的内部清理。清理程序从管道预制场内开始，因为这里的管道通常长期堆放在室外，易引起生锈。在管道涂覆涂层之前外部铁锈易于去除，但如果未考虑减少生锈的措施，那么内部铁锈就会产生问题。内部铁锈和散状氧化皮一般使用钢刷进行内部清除，需在管道装船前几周进行。但是，如果预清理程度甚为关键，那么需对管道进行内部喷砂处理，然后将气相防锈剂（例如，将含有防锈剂的惰性气体用于内部保护）注入每一根管道的接合部，而端部则加盖端帽。

如果采取了上述预防措施，管道则仍需进行清理，以去除施工垃圾和少量铁锈。如果管道的安装作业不清洁，则需进行更大的清理工作。除了去除垃圾外，清理工作将改进产品质量并降低流动阻力，因为内表面已变平滑。这也使除水工作更为彻底，因为管壁间隙内的残余水将所剩无几。在喷砂处理之后，立即对管道的每一个接合部采用合适的抗腐蚀或增强流动性涂层材料进行内部涂层处理，具有相似的效果，如有助于除水且很少需要成本昂贵的内部清理。内部涂层还有很多好处，如改进流动性、运行期间很少需要清理。

34.2.1 注水、扫线和定径 Flooding, Cleaning and Gauging

扫线和定径可与管道系统的初始注水相结合，或者作为独立程序进行，或者在完成管道系统安装之后与焊缝区域的清除工作相结合。

- 注水程序一般需考虑下述问题：
- 应采取适当措施以确保程序所用流体中的任何悬浮和溶解物质均与管道材料和内部涂层相容（若有使用），而且不会在管道系统内形成沉淀物；

需对水分在管道中的滞留时间、泄漏探测法和管道内容物最终排放进行考虑，确定在注入水中额外添加缓蚀剂、去氧剂、抗微生物剂和染料化学剂的要求。如果管道处在极地区域，亦可使用防冻化学制品；

- 注入用水应具有与过滤要求相符的最低质量，即通过过滤滤除悬浮颗粒（一般为 50 微米级过滤器）。对于较长管道或重污染水，建议设置双重过滤单元；
- 如果水滞留在管道内较长时间，则应考虑采取措施即通过化学处理来控制微生物的生长或内部腐蚀；
- 对临时清管器接收器的要求。双向清管器通常是首台用于穿通管道的清管器，应考虑旁通口适于清管器进入其中，其有助于使累积的垃圾处于悬浮状态并减小清管器被卡住的可能性；
- 与其他现有设施相隔绝。

应通过定径清管器在管道内部进行测量，以确保管道系统免于出现各种鼓起、扭结、焊缝过度穿透或凹痕。定径清管器既可以在成串扫线清管器尾部运行也可以单独运行。定径板直径一般为管道内径的 95% 至 98%，系由钢或铝制成。

在管道定径之前，有必要对管道进行扫线处理，以收集所有会影响定径板的散状垃圾。应考虑进行管道扫线：

- 保护管道构件和设施（例如阀门）免受扫线流体和清管器的损伤；
- 使用测试设备如隔离球等；
- 去除可能会污染待输送产品的物质；
- 去除颗粒物以及测试和氧化皮残余物；
- 避免出现产生于测试流体的有机物和残余物；
- 去除化学残留物和凝胶；
- 去除可能会影响未来检验工作的金属颗粒物。

涵盖管道扫线和定径的程序应包括下述方面：

- 可适用的安全性和环境规范；
- 最低设备和仪器要求；
- 定径尺寸和接受准则；
- 注水质量和化学添加剂；
- 基本注水和定径程序；
- 清管器跟踪要求；
- 最小和最大清管器速度；
- 运行监控和控制要求。

34.2.2 压力测试 Pressure Testing

为验证结构完整性和密封性以满足管道运营商和监管机构的要求，一般在管道中进行静水压测试。在美国，如果没有根据美国联邦规范（CFR）第 49 号第 195 部分 [2] 液体管道和第 192 部分 [3] 气体管道进行压力测试且无泄漏，管道运营商则不可运营管道或一段新的管道。所需静水压在管道的不同区域等级中是不相同的，水下管道所需的压力至少等于最大容许运行压力（MAOP）的 125%[4,5]。

管道系统的压力测试应在清管器接收器之间进行，包括管道系统内的所有构件和连接件。假定管段之间的连接焊缝已接受 100% 的射线照相、超声波和磁粉检测或以验证焊缝可接受质量的其他方法进行检测，那么可将系统作为不同的管段进行测试。

对使用海水或淡水并无限制，尽管使用海水对于水下管道更为可行。使用海水和淡水的压力测试程序基本上是相同的，但使用海水时需更多考虑，如过滤和化学处理。

测试中的管段应当与其他管道和设施隔绝。不应针对流向阀门进行压力测试，除非考虑到阀门可能泄漏和损伤，阀门的设计和测试需在工厂压力测试条件下进行。应考虑采用封堵或去除小内径支管并用工具包覆胶带，以避免可能的污染。

管道系统中的端盖、管汇和临时性测试设备的设计和加工制作均应根据经认可的标准进行，其设计压力等于管道设计压力，此类项目至少须在相同压力下逐一进行压力测试。

34.2.2.1 压力测试程序 Pressure Test Procedures

压力测试前，应研究温度变化对测试压力的影响的关联性并予接受。温度测量装置应靠近管道，各装置之间的距离应根据管道沿程上的温度读数确定。压力与温度之间的关系可根据 BS 8010 第 2 部分中的实例进行计算。正常的压力测试程序如下：

1. 增压

缓慢增压，保持 35% 的测试压力约 30 分钟，以检查空气含量。计算空气含量的方法各有不同，其中之一参见 BS 8010 第 2 部分 [6]。

2. 稳定

增压至 70%，保持不变直至所有法兰的目视检查完成为止，若有可能则检查水下法兰。一旦完毕，则增压至测试压力的 80%，保持约 2–4 小时不变，使压力稳定。

3. 保压阶段

一旦完成上述步骤，则增压至 95% 的测试压力，这一阶段需再行保压，旨在实现稳定。这一保压阶段至少应持续 1 小时，意在使压力波动得以消散。至此为止的所有增压速度均应保持在每分钟 1bar，但从本阶段至全测试压力时，增压速度应减至每分钟 0.5bar 或更低。

4. 验收

处在全测试压力期间，稳定阶段则取决于管道长度以及管道内填物、周围海水和增压水的相对温度。在 4–6 小时后可达到完全稳定，但稳定时间随着管道长度的增加。例如，尤其对极长管道，曾有过 24 小时、甚至是 48 小时的情况。在这一阶段内，加大增压速度，并恒定监控和记录注入管道内的水量。测试保压阶段的惯常做法是采用图表记录器进行监控，并每隔 15 分钟手动记录一次。如果管道无泄漏且压力变化处在测试压力的 ±0.2% 范围之内，压力测试则属可以接受。

5. 减压

除非在特殊环境下，管道一般是以增压速度的两倍进行减压。

34.2.2.2 管道内残余空气量的确定 Determination of Residual Air Volume in Pipeline

在测试管段内出现残余空气会对泄漏测试保压阶段内的测试管段产生影响，并会掩盖小量的泄漏。有必要说明可能出现在管道内的残余空气量系在泄漏测试

保压阶段开始之前属小于最低可接受水平。图 34.1 为残余空气量计算法。测试时对水中空气含量的评估，应根据初始注水和增压期间的压力与体积对比图，直至出现明显的线性关系。经评估的空气含量一般不应超过测试管道或管段的总计算体积的 0.2%。最大空气含量值 0.2% 系由 DNV[7] 给定，这也是惯常做法。

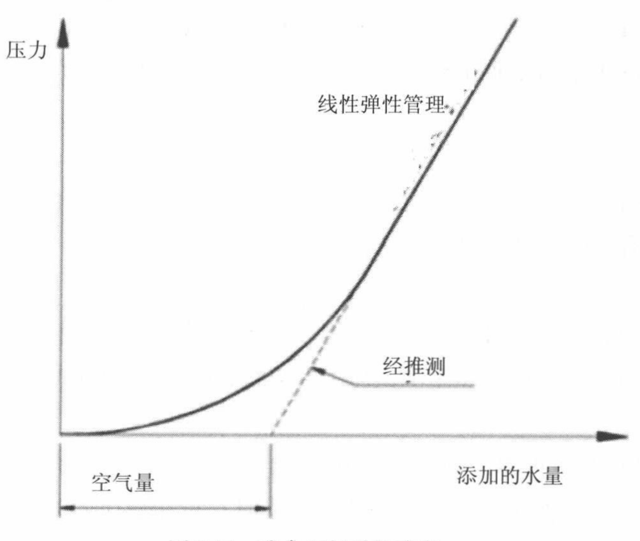


图 34.1　残余空气量的确定

34.2.2.3　静水压泄漏测试评估 Hydrostatic Leak Test Evaluation

在泄漏测试保压阶段之前，应有充分时间使管道内容物稳定至主要的周边温度。一旦稳定并开始泄漏测试，假定管道无泄漏或过量空气，那么保压阶段内测试压力的任何变化均应被视为温度微小波动的结果。

为确定压力的任何变化是否就是温度波动的结果或者是否出现泄漏，则必须考虑到特殊测试管段的压力 / 体力和温度 / 体积关系。对于无限长的全约束管道，这种关系是由下式控制的：

$$\frac{\Delta V}{\Delta p}=V\left[\frac{D}{Et}\left(1-\nu^{2}\right)+C\right] \tag{34-1}$$

$$\frac{\Delta V}{\Delta T}=V\left[\gamma-2\alpha\right] \tag{34-2}$$

式中：

V 为管道的充填体积；

D 为管道外径；

E 为钢的杨氏弹性模量；

t 为管壁厚度；

ν 为钢的泊松比；

C 为水的可压缩性（3.20×10^{-6} in^3/psi）；

γ 为水的体积膨胀；

α 为钢的线性膨胀。

通过比较泄漏测试保压阶段内因压力和温度波动所致的增量体积变化，可确定是否接受该测试。在保压阶段评估之后仍存有疑问时，应继续测试，直至表明该可接受性是合理的或者另行确认出现泄漏。后一种情形的泄漏须进行定位，并在管道测试之前予以排除。

34.2.2.4 静水压测试期间的泄漏定位 Location of Leaks during Hydrostatic Testing

在静水压测试期间偶发出现泄漏 / 失效的机会相对较小，其出现会导致明显延误及额外成本。有多种技术可应用于陆上和水下管道的泄漏定位。为使潜在延误和成本最小化，明智的做法是在项目早期编制应急预案，若有需要则立即付诸实施。例如，此类应急预案包括在水下管道的测试用水中添加染料，使得泄漏时无需再往管道内再注入含有染料的水。

34.2.3 除水和烘干 De-watering and Drying

在把产品流体输入管道系统之前，需进行除水。为防止气体管道中潜在腐蚀可能性的增加或生成水合物，需进行干燥处理。须在干燥过程之前进行彻底的扫线和除水，以确保管道中未留有垃圾和水。在特定情况下，可通过抑制法来补偿不充分干燥[8]。

34.2.3.1 除水和烘干法 Dewatering and Drying Methods

除水和烘干法以及化学剂的选择应考虑到对阀门和密封材料、阀门空腔内的

内部涂层和滞留流体、支管管系、仪表等的任何影响。下述方法系常见于相应的实践活动。

空气/气体干燥

这一方法有赖于将剩余的水膜吸收到干燥空气或干燥气体中。常见将干燥空气和干燥气体通过管道并结合泡沫清管器来实现，直至达到所希望的干燥程度即可。

液体擦拭

在这一方法中，采用溶剂如甲醇或乙二醇稀释剩余水膜。如果助燃剂是空气，那么需在空气和甲醇之间加入氮塞，以确保空气和甲醇的混合气不会发生潜在爆炸。如果使用批量的甲醇或乙二醇，那么可在清管运行结束时对甲醇或乙二醇的混合物进行分析，其结果将显示管道内剩余的水量。

真空干燥

这一方法有赖于在较低压力下将管道中的剩余水膜蒸发并把水蒸气从管道中抽出。将管道内的压力降至真空水平，会对蒸发产生影响，此时的水将在环境温度下沸腾。

清管

盘式清管器常用于管壁高性能密封所致的除水需要，使旁通量最少。泡沫清管器可随后用于吸收残余的水。但是，在非常长的管道中可能需要很多的泡沫清管器。一般而言，无论所选清管器的类型如何，均需要通过若干次清管器清管，才能达到满意的除水效果。

34.3 试运行 Commissioning

当管道与上下游生产设施相连接并考虑准备承担其运行责任时，可开始管道系统的试运行，这意味着：

- 完成管道系统的施工并依照设计要求进行了核查；
- 对管道系统进行预处理，以达到规定的洁净和干燥程度，从而防止在试运行期间出现不可接受的腐蚀或生成水合物；

- 将管道系统注满合适的介质，其可由待输送介质安全替换；
- 测试管道运行控制系统的可运行性能。

34.4 运行
Commissioning

34.4.1 运行原理
Operating Philosophy

需制定管道运行原理，并写入运行手册中。该原理应说明所有涉及气体运行的相关问题[1]，见下：

- 气体流速、压力和温度的最大与最小设计及运行极限值；
- 销售合同要求；
- 利用管道充填量来满足所需的波动要求；
- 第三方连接时的供气要求；
- 在压缩机站计划或非计划停输时需采取措施，例如允许以管道充填量的存量继续供气，直至达到最低供气压力极限值。
- 在供气站计划或非计划停输时需采取措施，例如继续泵送供气，直至达到最大管道压力极限值。

34.4.2 管道安全
Pipeline Security

必须提供特定的控制系统以使管道可以安全运行。至少需提供下述功能[9]。

34.4.2.1 应急停输
Emergency Shutdown

在每一个初始和终端站点处，均须配置管道停输装置。应急停输系统的装备

配置必须使每一次停输均可记录在控制中心，而且主动警报系统将通知控制中心负责相关事件的责任人。对于管道中和运行条件下的流体，应急停输（ESD）阀的响应时间应当是合理的。

34.4.2.2 压力、温度和流量控制 Pressure, Temperature and Flow Control

必须为控制中心配备仪表装置，以记录管道压力、温度和流速。若出现容许瞬间值以外的任何变化，则必须激活控制中心的警报。

为确保防止管道出现过压（及压力不足，例如，存在泄漏时）或温度过高情形，应在压缩机站内安装自动初级跳闸和二次跳闸。有关位置、高/低压和高温设置的详细内容均需作为运行手册的数据使用。

34.4.2.3 释放系统 Relief Systems

一般要求释放系统如释放阀可确保管道的最大压力不致超过某特定数值。释放阀的大小必须正确，且有冗余，还必须以不致产生火灾、导致健康风险或环境污染的方式进行排放。

当常规的释放方法不适于设备的最终保护时，可考虑采用高完整性保护系统（HIPS）。但是，高完整性保护系统的应用必须经过调整，其设计须征得相关监管机构的同意。在此适用下述主要原则：

- 必须表明相对于常规方法存在明确的经济优势，以证明结合高完整性保护系统对维护进行严格控制其在复杂性和独立性的增加方面具有合理性；
- 高完整性保护系统的设计必须留有适度冗余并进行适当频率的检测，以确保比常规保护系统具有更大的可靠性；
- 经济性比较应考虑到生命周期内的维护和测试成本；
- 高完整性保护系统必须具有迅速响应的能力，以防止下游系统突然停机时出现过压现象；这就是高完整性保护系统借以保护大体积系统的原因所在，其包括管道在内，但不是小型子设备；
- 高完整性保护系统隔离阀必须具有气密关闭功能。否则，在高完整性保护系统隔离阀后需要具备部分泄压功能的安全阀，用于在隔离阀失效时控制泄漏速率。

34.4.2.4 泄漏探测 Leak Detection

管道必须设置有可探测泄漏的完整性监控系统。泄漏探测系统本身对管道的泄漏预期并无影响，它仅仅使运营商意识到出现了泄漏，并使其采取补救行动，以限制释放所带来的后果。对泄漏探测系统的要求则与出现问题的管道系统有关（例如离岸或陆上长度等），但是在设计阶段和 / 或运行阶段则应考虑下述方面。

管道内泄漏探测

- 管道的连续质量平衡；
- 经管道温度和压力修正的连续体积平衡；
- 压力变化速度的连续监控；
- 流速变化的连续监控；
- 低压警报；
- 高压警报；
- 高流速警报。

管道外泄漏探测

- 管道沿程的目视检查；
- 泄漏探测清管器的运行（参见第 36.3.3 节）；
- 由遥控机器人（ROV）感应甲烷中的水。

可使用管道内探测泄漏的若干其他方法，其中的一些也可指明疑似泄漏的位置。但是，对于大量的中间压力、温度和流动信息一般需采用随行的遥测技术，基于此原因此类方法总体而言并不适于离岸应用。

34.4.3 清管作业 Operational Pigging

针对泄漏和错误警报的敏感性冲突平衡决定了管道内泄漏探测系统的敏感性。大量泄漏的探测一般快于少量泄漏的探测。为维护用户对系统的信任，比起缩短泄漏探测时间或降低泄漏的最少可探测量，避免假警报应具有更大的优先级。

在这一领域内，一种用于穿过管道进行扫线或检查的装置一般被称为“清管器”。清管作业是为了维护管道的完整性。定期进行清管作业可将管道维护在最佳输送能力，并达到最高的作业效率。一般而言，定期清管作业的目标如下：

- 防止形成积垢；
- 对管壁进行扫线处理；
- 去除内部垃圾；
- 去除液体（冷凝油和水）；
- 强化缓蚀剂的性能；
- 为验证是否出现腐蚀做好准备。

34.4.3.1 清管器类型和频率 Pig Type and Frequency

清管作业系在管道内采用杯状或双向清管器进行，以去除析出的水、软质蜡、沉积砂、积垢和其他垃圾形成物。每一种管道的清管作业频率均不相同，其随着管道内的流动条件、气体组成和腐蚀状况而变化。需根据清管评估和腐蚀监控评估的结果来审核清管频率，并定期进行调整。例如，对于经由马来西亚 Sarawak Shell Berhad（SSB）公司运营的 Balingian 天然气干线网络，需采用下表中扫线清管频率：

管　道	清管频率
Balingian 石油（12、16 和 18in）	每 3 个月 1 次
Temana 石油（8 和 18in）	每 3 个月 1 次
Samarang 石油（8、12 和 18in）	每 2 周 1 次
Balingian 天然气（12 和 18in）	每 6 个月 1 次
Loconia 天然气（30、32 和 18in）	每 6 个月 1 次

如图 34.2 所示，可使用若干类型的清管器。清管器的选择将取决于清管作业的目的。以下是针对一般作业所使用的一些清管器主要类型的简要说明。

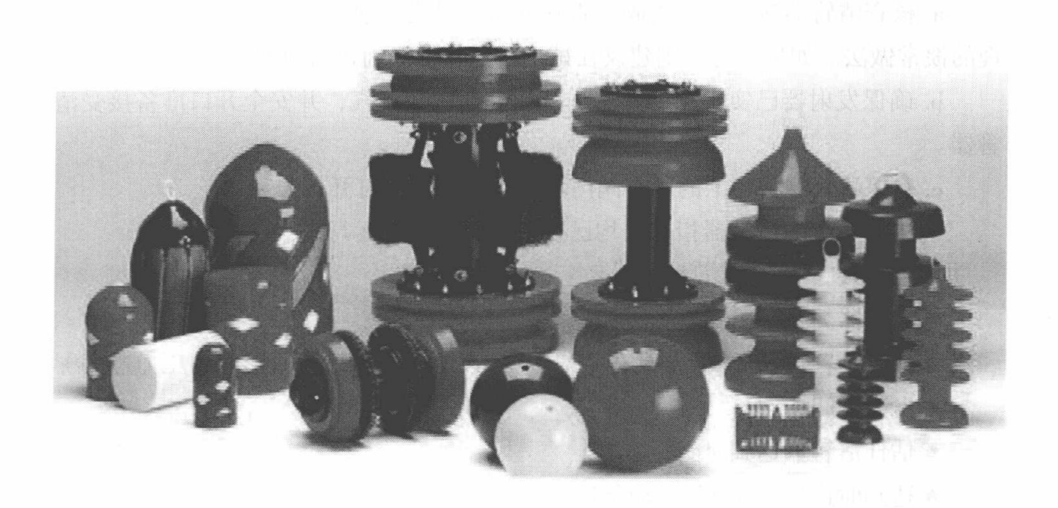


图 34.2　管道运行清管器[10]

扫线清管器——这类清管器可配备有若干密封杯(全方位)或密封盘(双向)。附接在清管器上的扫线装置可以是通过弹簧加载于管壁上的碳刷或不锈钢丝刷或者是直接作用于管壁上的超大尺寸钢丝刷不等。对于内衬管道，可使用尼龙刷帚。也有使用装配聚氨基甲酸酯犁片的刮铲器，或者对于非内衬管道，可使用外形适合管道内径的淬火钢叶片。所有清管器的设计均采用刷或叶片，以周向覆盖管道内表面。

泡沫清管器——管道扫线泡沫清管器系由硬质聚氨基甲酸酯制成，涂覆有耐磨涂层或配有钢刷带。由软质开孔泡沫聚氨基甲酸酯制成的清管器被用在擦拭和干燥作业中吸收水分。

隔离球——该球状模制工具系由聚氨基甲酸酯或氯丁橡胶制成，其中较大尺寸的可充气使用。较大直径的隔离球有相应的设置(进孔)，由此可对隔离球充气，使直径略有加大。主要用于设计上无法使用标准清管器的管道和/或去除两相管道中的滞留液体和产品析出物。

34.4.3.2 清管作业
Pigging Operations

沿程清管作业所需的详细程序应包含在管道操作手册中用于参照。一般应由管道运营部门实施下述行为：

a. 核查清管器接收器隔离阀是否在前六个月内经泄漏测试。六个月期限是合理的惯常做法。如果没有，则建议在试运行清管器之前进行泄漏测试；

b. 确保发射器已实现正确隔离、减压、通气和排气，并安全开口准备接受清管器。

c. 确保清管器路径上的所有阀门均已或即将完全打开；

d. 确保所有的清管器指示器均已正确设置并处于运行中；

e. 告知接收站下述信息：

- 清管器类型；
- 旁通设置（也即清管器具有旁通装置，以防清管器后面所形成的压力过大）；
- 发射时间；
- 估计清管器达到时间；
- 达到时进口 / 出口的流动条件。

f. 通过持续监控进口和出口的压力和流动状况来跟踪清管器运行情况。定期与接收站联系，交换有关清管器估计达到时间的信息。

g. 当清管器达到接收站时由接收站通知发射站，然后在移除清管器并检查是否有损坏和磨损之前施行隔离、减压、通气和排气。

34.4.3.3 数据监控 Data Monitoring

评估清管器的每一次运行情况，以确定运行效率。这一信息须用于为今后的清管作业做出正确决策和 / 或采取其他的任何行动。一般而言，须对下述情形进行评估。

- 清管器实际达到时间与估计达到时间比较。结合清管作业过程中的已知流速和关联流动条件，可对清管器旁通 / 滑移情况做出合理估计；
- 应确定清管器的磨损情况并予分类；
- 应测定清管器接收器中所接收的垃圾总量。为后续分析给出一实例；
- 如果接收站配有合适的设备，则应对清管器前方排除的水量进行估算。

34.4.4 管道停输 Pipeline Shutdown

在下述三种情形下可启动管道停输：

- 应急情况；
- 大型保养；
- 生产停输。

通过关闭合适的应急停输阀来实现管道的应急停输。采取下述措施之一，可关闭应急停输阀：

- 发生火灾时的易熔塞环，可触发；
- 管道泄漏时的低压跳闸；
- 管道出现高压时的高压跳闸；
- 低仪表供气；
- 依照停输顺序的终端应急停输阀。

管道应急停输阀应当可以在控制室内手动关闭，而且是现场关闭阀门。管壁应急停输阀应当与主要停输装置连接。

34.4.5 管道减压
Pipeline Depressurization

大多数管道，在其破裂时必须进行管道内减压，以减少气体的逸出量。对于近岸段管道，关闭破裂点两侧的管段阀门可进一步限制存量产品的逸出量。

管道完全减压至大气压力所需的时间将取决于若干因素，尤其包括管道存量气体的数量和类型、破裂时运行压力、流动逃逸速度、末端站点的最大通气速度。

对于长度和直径较大的天然气主干管道，完全减压所需的时间可能约为几天。

应急减压程序属于管道运行手册的基本内容，应结合所采取的行动来说明应急停输期间最大可达到的减压速度。

34.5 维护 Maintenance

34.5.1 引言 Introduction

维护的主要功能是确保有形资产继续完成其意向目标。与任何设备项目相关的维护目标均应通过其功能和相关的性能标准进行定义[1]。

在开始分析设备的维护要求之前，开发综合性的设备登记系统已显至关重要。总之，所包括的设备仅与近岸段管道（或近岸管段）相关，因为水下管道的维护工作不可见，也就是说，所有的水下设备均应设计成在管道的预期设计寿命内是免维护的。这并不是说，水下管道从不需要补救工作，只是这种情况不应该计划发生。然而在修理水下管道时，对多数运营商来说，明智的做法是备用保留一套(共享一套）应急管道修理设备。也包括诸如管道修理管卡和全套高压焊接的修理设备。这种设备应与近岸段管道设备一起维护。

需按预先确定的间隔时间或既定标准对具有主失效模式（例如，泵轮磨损）的近岸段管道设备进行一般性预防维护，其意在降低目标的失效概率或遏制性能减退。不言而喻，所有的维护工作都应尝试把对正常生产作业的影响降至最低限度（例如，进度上的关键活动均与管道的计划停输相一致）。

应当对所有与管道相关的设备进行维护（例如，管道阀和启动器、清管器接收器、清管器信号装置和其他的管道附属装置）。维护程序和路径的开发应考虑到设备的使用历史和性能。

34.5.2 管道阀 Pipeline Valves

管道阀应予润滑处理，每年至少就其功能运行一次且符合阀门制造商的建议

要求。水下阀门的功能运行也应每年进行一次。但是，当阀门处在不利条件时（例如，阀井浸水或常见潮湿），可建议增加维护频率以消除隐患。

所有的阀门启动器，无论是手动式、气动式、液压式还是电气式，均应每年至少就其功能运行一次且符合阀门制造商的建议要求。

在开发维护路径时，应在可用之处考虑相关要求，通过遥控或仿真管道破裂条件对设备进行测试。

包括关闭隔断阀在内的操作均应与所有的相关方一起进行协调演练。

34.5.3 清管器接收器 Pig Traps

清管器接收器的维护应严格遵守制造商有关清管器发射器和接收器设施类型的指南，而且需将这些指南纳入维护过程中。但作为最低要求，每年应当对清管器接收器的状况进行全面检查和检测，内容包括：

- 发射器 / 接收器筒体的状况；
- 端盖密封；
- 减压锁和电搭接；
- 锁环；
- 清管器信号装置；
- 相关阀门和管道工程。

34.5.4 管道位置标识 Pipeline Location Markers

空中标识和管道标识均应结合标识杆上的信息予以持续维护，每年进行验证和更新。

上述的地面交叉点应就其支撑和相关结构的状况每年至少检查一次，包括涂漆工作和保护用包覆物，若有需要则予翻新。

34.6 参考文献 References

[1] Y. Bai, and Q. Bai, "Subsea Pipelines and Risers", 2nd Edition, Elsevier Science Ltd., 2005.

[2] 49 CFR Part 195, Transportation of Hazardous Liquids by Pipeline, Code of Federal Regulations, 2005.

[3] 49 CFR Part 192, Transportation of Natural and Other Gas By Pipeline: Minimum Federal Safety Standards, Code of Federal Regulations, 2005.

[4] ASME 31.4, Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids, American Society of Mechanical Engineers, 2006.

[5] ASME B31.8, Gas Transmission and Distribution Piping Systems, American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[6] BSI: BS 8010, Code of Practice for Pipeline – Part 2. Pipeline Subsea, British Standards Institute, 2004.

[7] DNV, Offshore Standard OS-F101, Submarine Pipeline Systems, 2010.

[8] G. L. Langford et al, Dewatering and Commissioning the UK Central Area Transmission System（CATS）Pipeline, OTC 7576, Houston, 1994.

[9] L. Jackson and R. Wilkins, The Development and Exploitation of British Gas Pipeline Inspection Technology, Institution of Gas Engineers 55th Autumn Meeting, 1989.

[10] Pipeline Cleaning Pig For Every Application, http://www.girardind.com/.

第 35 章　腐蚀与腐蚀管道

Corrosion and Corroded Pipelines

35.1 引言
Introduction

在大多数海底开发项目中，油气产品以多相流方式从海底油井输送至平台，不经过分离处理。腐蚀对海底管道运行提出了越来越多的挑战。腐蚀可定义为由金属及其所处环境之间发生化学或电化学反应而导致的金属劣化。金属的腐蚀倾向取决于特定环境及金属类型。

产品流体中出现 CO_2、H_2S 及游离水可使油气管道出现严重的腐蚀问题。油井和管道内部腐蚀的影响因素为温度、CO_2 和 H_2S 含量、水化学、流动速度、亲油性或亲水性、化学成分以及钢材的表面条件等。防腐合金常用于井底和海底结构物管线，例如 13% 铬钢和双相不锈钢。但对于长距离管道，碳钢是经济上唯一可行的选择，必须控制腐蚀并为出油管提供内部和外部防腐。

本章旨在开发腐蚀缺陷预测模型以及用于评估腐蚀管道的基于可靠性的设计和重新验证标准。此评估将重点放在以下相互关联的问题：

- 腐蚀缺陷生长；
- 检验爆破强度（容许内部运行压力与最大内部运行压力的比较）；
- 检验抗弯承载力（容许外部运行压力与最大外部运行压力的比较、弯矩及轴向载荷）；
- 检验剩余运行寿命的残余腐蚀裕度是否足够；
- 腐蚀缺陷检查；
- 更新检查和维护计划。

35.2 腐蚀缺陷预测

35.2.1 引言 Introduction

当碳氢化合物流体中出现 CO_2 和 H_2S 时油气管道系统可能会发生两种腐蚀：酸性腐蚀和无硫腐蚀。无硫腐蚀发生在仅含有二氧化碳或微量氢化硫(H_2S 分压 < 0.05psi)的系统中，而酸性腐蚀则发生在含有二氧化碳且氢化硫分压大于 0.05psia （0.34 kPa）的系统中。

当腐蚀产品不沉淀在钢表面时，会产生每年几毫米 (mm/y) 的极高腐蚀速率。这种"最不利"腐蚀是实验室最容易研究和重现的腐蚀类型。如果腐蚀性主要由 CO_2 产生，腐蚀速率可大大降低，因为在此情况下碳酸铁会沉淀在钢表面并形成致密的防腐产物层，这在高温或高 pH 值水相中更易发生。如果除了 CO_2 还存在 H_2S，就会形成硫化铁层而不是碳酸铁层，因为硫化铁比碳酸铁更容易沉淀，所以保护层可在更低的温度下形成。当腐蚀产物层不能提供足够的保护时，会发生腐蚀速率极高的局部腐蚀，这是对油气管道威胁最大的腐蚀类型。

35.2.2 无硫腐蚀 – 二氧化碳腐蚀 Sweet – Carbon Dioxide Corrosion

CO_2 由一个碳原子和两个氧原子构成，是一种可以在天然气、原油、冷凝水及产出水中发现的腐蚀性化合物，为油田业最常见的腐蚀因素之一。在氧和有机酸同时出现的情况下，CO_2 腐蚀会增强，因为氧和有机酸可发生反应溶解碳酸铁层并防止其进一步生成。

二氧化碳是一种弱酸性气体，溶解于水后具有腐蚀性。但 CO_2 必须与水化合才能生成碳酸 H_2CO_3，在其呈现出酸性前需经过一个相对缓慢的过程。碳酸使水中的 pH 降低并在与钢接触后发生腐蚀。

最常发生 CO_2 腐蚀的地方包括自流井、凝析气井、水发生冷凝处、充填 CO_2

和饱和产出水的油罐以及管道，因为温度和压力低，管道的腐蚀速率通常较慢。在氧和有机酸同时出现的情况下，CO_2 腐蚀会增强，因为氧和有机酸可发生反应溶解碳酸铁层并防止其进一步生成。

水中溶解的 CO_2 的最大浓度为 800ppm。当存在 CO_2 时，最常见的腐蚀方式包括均匀腐蚀、点状腐蚀、虫眼腐蚀、电化学轮癣状腐蚀、热影响腐蚀、台面状腐蚀、雨滴腐蚀、侵蚀腐蚀以及腐蚀疲劳。存在二氧化碳通常意味着不会发生氢脆。

CO_2 的腐蚀速率要大于仅由碳酸作用导致的腐蚀的速率。CO_2 系统的腐蚀速率可以达到极高水平（每年几千毫米），但能够被有效抑制。在 CO_2 系统中速度效应非常重要，湍流通常是促使无硫系统进入腐蚀状态的一个关键因素，这是由于湍流即可防止碳酸铁保护层形成又可将其去除。

CO_2 腐蚀产物包括碳酸铁（$FeCO_3$）、氧化铁及四氧化三铁。腐蚀产物的颜色可能为绿色、褐色、棕色及黑色。在特定条件下腐蚀产物也会具有保护性。腐蚀产物膜本身是可溶的。容易形成保护膜的条件为温度和 pH 升高，含重碳酸盐且无湍流的水中会产生这种条件，因而膜层可留在原处。湍流通常是生成或保留碳酸铁保护膜的一个关键因素。碳酸铁不导电，因而不会发生电化学腐蚀。这样腐蚀将发生在暴露金属的无碳酸铁保护膜处，并且非常不均匀。当形成碳酸后会发生缝隙腐蚀和点状腐蚀。二氧化碳还可导致脆化，并形成应力腐蚀裂纹。

35.2.3 酸蚀－硫化氢腐蚀 Sour－Hydrogen Sulfide Corrosion

硫化氢是易燃有毒气体，可自然出现在在一些地下水中，由地下有机沉积物分解而来，例如腐败的植物。硫化氢在深油井或浅油井均可发现，还能通过泉水进入地表水，不过会很快逸入大气。页岩或砂岩中的钻井或靠近煤田、泥炭田或油田的钻井常见硫化氢。

在水中硫化氢可产生刺鼻的“臭鸡蛋”或“硫磺水”气味和味道。在有些情况下，只有当水刚被放出时或当热水流动时才会注意到这种气味。热量迫使其进入空气，因而在淋浴时气味可能特别刺鼻。有时热水加热器是硫化氢气味的一个来源。许多热水加热器中的腐蚀控制镁棒会将自然生成的硫酸盐经化学反应还原成硫化氢。

所有油井中约 40% 都存在 H_2S。含大量 H_2S 的油井通常称为酸性油井，但只有浓度在 10 ppm 或以上的油井才能称为酸性油井。H_2S 分压大于 0.05psi 可视为

具有腐蚀性。随着油井变老，H_2S 含量呈上升趋势。H_2S 与水化合形成 H_2SO_4，为一种强腐蚀性酸。H2SO4 产生的腐蚀通常称为酸性腐蚀。因为硫化氢易于与水结合，所以会对储油罐水位以下部分造成非常严重的损伤。仅含有硫化氢的水并无腐蚀性，但硫化氢溶于水后会形成弱酸，因而就成为氢离子的来源并具有腐蚀性。硫化氢可作为吸收钢中原子氢的催化剂，使高强度钢发生硫化物应力开裂（SSC）。硫化氢与元素硫发生反应时可生成多硫化物和硫烷（多硫化物的游离酸形态）。

腐蚀产物为硫化铁和氢。硫化铁会在低温下形成硫化铁层，可起到减缓腐蚀的屏障作用。无氯盐存在非常有助于这种情况出现，无氧存在也极为关键。温度较高时，与管壁相比硫化铁层为阴极，即会发生电化学腐蚀。氯化物形成酸性的氯化铁层，因而腐蚀钢材上无法直接形成硫化铁层，使阳极反应得以持续进行。反应中生成的氢可导致氢脆。涉及硫化氢的损害包括其对金属的腐蚀性，例如铁、钢、铜以及黄铜，并能使银器失去光泽，使铜和黄铜器具变色。

35.2.4　腐蚀缺陷检查
Corrosion Defect Inspection

腐蚀缺陷评估的范围包括通过厚度剖面测量数据正确确定缺陷的特征以及初步筛查阶段，用以决定是否需要进行详细分析。

单个缺陷的评估基于临界剖面及考虑到评估和厚度测量不确定性而经过适当修正的安全性 / 不确定性系数，临界剖面由通过测量得到的缺陷最大特征尺寸（例如深度、宽度和长度）予以定义。

可使用等于正常管道壁厚的距离作为凹坑隔开距离的简单标准，用于由纵向距离隔开的一批纵向凹坑或由周向距离隔开的一批平行纵向凹坑。对于向管道轴倾斜的纵向坡口：

- 如果长度为 L_1 和 L_2 的两个纵向坡口之间的距离 x 大于 L_1 或 L_2，那么腐蚀缺陷的长度 L 就为 L_1 或 L_2 中的较大者。可假定两个缺陷之间无相互作用。

- 如果长度为 L_1 和 L_2 的两个纵向坡口之间的距离 x 小于 L_1 或 L_2，并假定两个缺陷为完全相互作用，那么腐蚀缺陷的长度 L 就可取 $L= L_1+ L_2+x$。

35.2.5 腐蚀缺陷生长
Corrosion Defect Growth

运行时间为 T 后的腐蚀缺陷深度 d 可使用平均腐蚀速率 Vcr 进行估算：

$$d=d_0+V_{cr}\cdot T \tag{35-1}$$

式中 d_0 为目前的缺陷深度。

可假定缺陷长度与深度成比例生长，因而

$$L=L_0\left(1+\frac{V_{cr}\cdot T}{d_0}\right) \tag{35-2}$$

式中 L 和 L_0 为目前及时间 T 后的缺陷长度。

35.2.6 腐蚀预测
Corrosion Predictions

当存在液态水时，原油生产和输送中碳钢的 CO_2 腐蚀受到许多参数的影响，其中一些如下：

- 温度；
- CO_2 分压；
- 流动（流态和流速）；
- pH 值；
- 溶解腐蚀产物的浓度（$FeCO_3$）；
- 乙酸浓度；
- 亲水性；
- 金属的微观结构（焊缝）；
- 金属的加工记录。

对于这些参数的具体影响，目前的理解尚不够深入，并且其中一些参数相互之间存在紧密的联系。一个参数发生较小变化可能会对腐蚀速率造成较大影响。

已经开发出了各种预测模型并由不同的公司予以使用。包括 de Waard 等人模型（壳模型）、CORMED （Elf Aquitaine）、LIPUCOR （总体模型）以及由 IFE 开发的基于电化学的新型模型。由于所涉及的各种腐蚀控制机制的复杂性以及固有的保守性，腐蚀模型常常过高预测碳钢的腐蚀速率。

对于 CO_2 腐蚀，油 / 气业使用最多的是壳模型，主要基于发表于 1991 年的 de Waard 公式 [1]。模型从“最不利”腐蚀速率预测开始，使用修正系数对环境参数及各种条件下形成的腐蚀产物层的影响进行量化。第一版模型发表于 1975 年，并且已经过几次修订，通过纳入新技术和信息以减小保守性。de Waard 和 Mflliams 的原始公式包含了将修正系数应用于环境参数及各种条件下形成的腐蚀产物层的影响时所需的一些假定。

碳钢管道的 CO_2 腐蚀速率可采用得到行业认可的公式予以评估，公式最好能够将金属表面腐蚀反应的动力学影响(与流动无关)和溶解 CO_2 的质量传递影响(与流动相关) 结合起来。

通过原始公式及其修正系数计算得到的腐蚀速率与流体速度无关。为了说明流动的影响，一个使用阻力模型的新模型被提出，新模型考虑到了质量传递和流体速度的影响。

$$V_{cr}=\frac{1}{\frac{1}{V_r}+\frac{1}{V_m}} \tag{35-3}$$

式中腐蚀速率 V_{cr} 的单位为 mm/year，V_r 为与流体无关的反应速率，V_m 为与流体相关的质量传递速率。

对于多相湍流管道的流动，V_m 取决于流体膜的速度和厚度，而 V_r 取决于温度、CO_2 压力以及 pH。例如，对于含有 0.18% C 和 0.08% Cr 的管道钢材，管道内流体流动的 Vr 和 Vm 公式为

$$\log\left(V_r\right)=4.93-\frac{1119}{T_{mp}+273}+0.58\cdot\log\left(pCO_2\right) \tag{35-4}$$

式中 T_{mp} 为管道流体温度，单位为℃，而 pCO_2 为 CO_2 的分压，单位为 bar。可由下式得出分压

$$pCO_2=nCO_2\cdot p_{opr} \tag{35-5}$$

式中 nCO_2 为 CO_2 的气相分率，p_{opr} 为运行压力，单位为 bar。

下式可近似计算出质量传递速率

$$V_m=2.45\cdot\frac{U^{0.8}}{d^{0.2}}\cdot pCO_2 \tag{35-6}$$

式中 U 为流体流动速度，单位为 m/s，而 d 为内径，单位为 m。

35.2.6.1 CO_2 腐蚀模型的比较 CO_2 Corrosion Models Comparison

因存在 CO_2 而导致的腐蚀是生产环境中碳钢设备完整性的最大威胁，比涉及疲劳、侵蚀或应力腐蚀裂纹的损伤更为常见。NORSOK、壳牌公司以及其他公司和组织均开发了预测腐蚀退化的模型。

NORSOK 标准 M-506 可用于计算 CO_2 腐蚀速率，这是一个经验模型，可计算不同温度、pH、CO_2fugacity 以及管壁剪切应力下含 CO_2 水中碳钢的腐蚀速率。NORSOK 模型的腐蚀速率计算只涵盖了 CO_2 为腐蚀介质的情况，并未包括其他成分的额外作用，这些作用可能会影响腐蚀性，例如生产出油管中经常发现的 H_2S。如果出现此类成分，其作用必须单独评估。de Waard 模型均未包含 H_2S 的作用。

海底凝析气管道的腐蚀速率预测样例如图 35.1 所示。此处，为了计算管道沿程的腐蚀速率剖面而将两种最常用的腐蚀预测模型与三相流体流动模型结合起来。这有助于确定可能会增加腐蚀损伤风险的位置，在这些位置流态、流速及积水发生了变化。这根管道入口处温度为 90℃，出口处温度为 20℃，朝着管道末端方向预测腐蚀速率减小主要是温度降低所致。管道入口附近腐蚀速率较低的原因是高温下防腐膜的作用，所用的两种腐蚀模型对此的预测存在差异。由于管道高程剖面发生变化导致流速变化，并产生了峰值预测腐蚀速率。

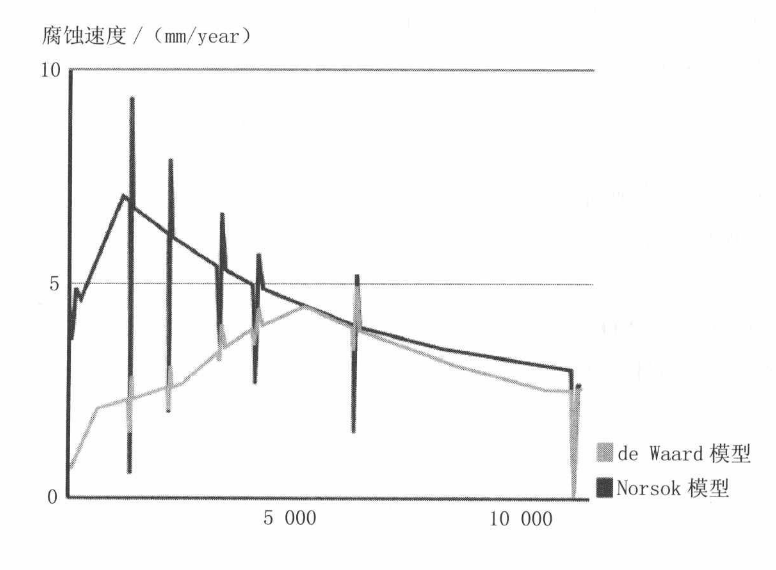


图 35.1　海底管道的预测腐蚀速率[2]

35.2.6.2 CO_2 腐蚀计算的敏感性分析 Sensitivity Analysis for CO_2 Corrosion Calculation

表 35.1 为用于以下敏感性分析的基本工况。这些数据基于 10in 生产出油管的设计运行数据。

表 35.1　敏感性分析的基本工况

参　数	单　位	基本工况
总压力	bara	52
温度	℃	22.5
气体中的 CO_2 含量	Mole %	0.5
流速	m/s	2.17
H_2S	ppm	220
pH	[–]	4.2
产水率	[–]	50%
缓蚀剂可用性	[–]	50%

1. 系统总压力和 CO_2 分压

总压力增加将导致腐蚀速率增加，因为 pco_2 也会按比例增加。随着压力增加，应该使用 CO_2 逸度 fCO_2 替代分压 pCO_2，因为气体在高压下不是理想气体。真实的 CO_2 压力可表达为

$$fCO_2=a*pCO_2 \tag{35-7}$$

式中 a 为逸度常数，取决于压力和温度，如下所示：

对于 $P \leqslant 250$bara，$a=10^{P(0.0031-1.4/T)}$

对于 $P>250$bara，$a=10^{250(0.0031-1.4/T)}$

图 35.2 和图 35.3 分别为总压力和 CO_2 分压对腐蚀速率的影响。随着总压力和 CO_2 分压增加，腐蚀速率显著升高。

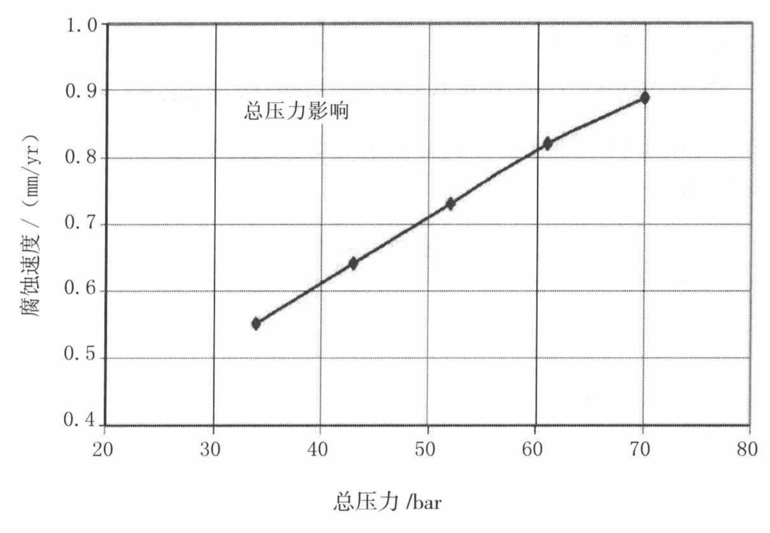


图 35.2　总压力对腐蚀速率的影响

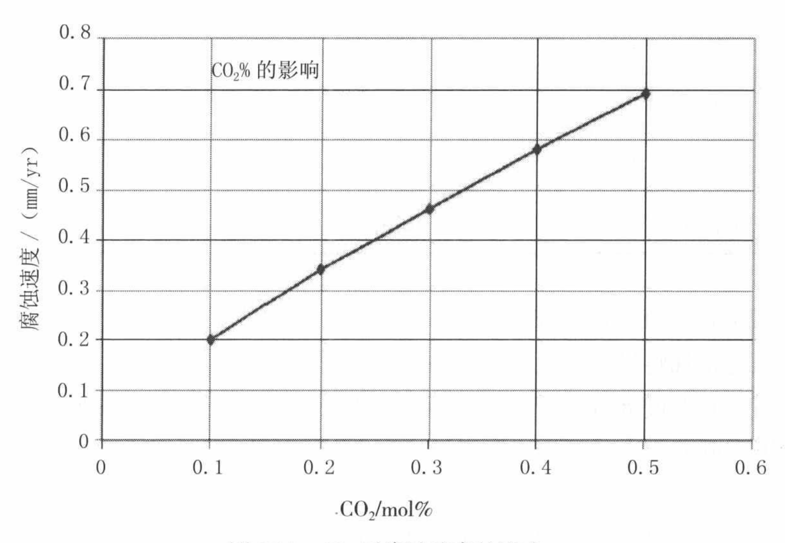


图 35.3　CO_2 对腐蚀速率的影响

2. 系统温度

温度会对保护膜的形成产生影响。温度较低时，腐蚀产物易于被流动流体移除。温度较高时，膜的保护性增加并且不易被冲走。温度进一步升高将导致腐蚀速率降低，腐蚀速率会出现一个最大值 [1]，此时的温度称为结垢温度。在此温度，H^+ 和 Fe^{++} 在钢表面集中。根据 De Waard，温度超过结垢温度后腐蚀速率趋于降

低至接近于零。挪威 IFE 公司的试验表明当设计温度超过结垢温度后腐蚀速率仍然在增加 [3]。

图 35.4 说明了温度对腐蚀速率的影响，图中总压力为 48 bar，pH 为 4.2。当温度低于结垢温度时，腐蚀速率随着温度的上升而增加。

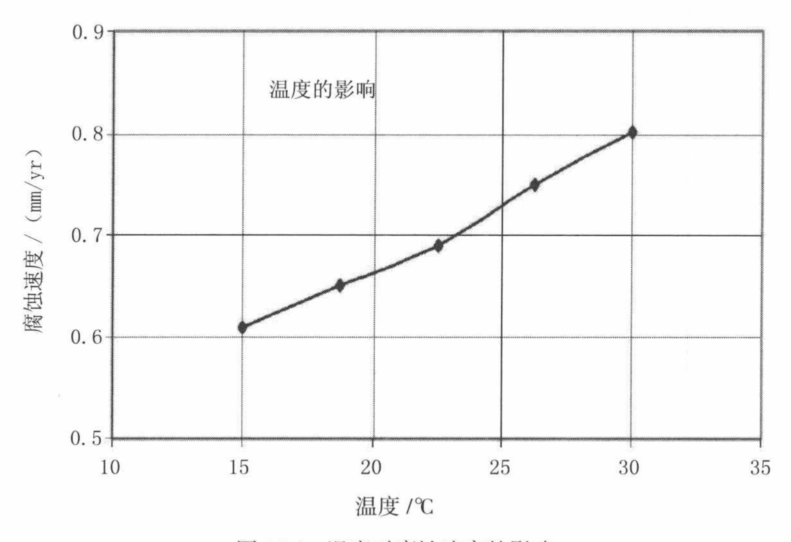


图 35.4　温度对腐蚀速率的影响

3. H_2S

当 H_2S 溶解于 CO_2 水溶液时会降低 pH。在温度小于 80℃的情况下，与无 H_2S 相比，CO_2/ 盐水系统中出现 H_2S 可减小钢的腐蚀速率，原因是形成了亚稳态硫化铁膜。在较高温度下，因为没有形成保护膜，H_2S 和氯化物结合将导致比 CO_2/ 盐水系统更高的腐蚀速率。

H_2S 水平低于 NACE 硫化物应力腐蚀裂纹标准（per MR0175, NACE 出版）可降低一般金属损失但会增加凹坑金属损失。凹坑的发展速率由 CO_2 分压确定，因而基于 CO_2 的模型在 H_2S 水平较低的情况下仍然适用。当 H_2S 浓度大于或等于 CO_2 浓度或者大于 1 mol % 时，腐蚀机制可能就不是由 CO_2 控制，因而基于 CO_2 的模型可能不适用。

4. pH

pH 通过影响阴极和阳极的反应速率及腐蚀产物的形成来影响腐蚀速率。受腐蚀产物污染的溶液降低了腐蚀速率。pH 对腐蚀膜的形成起决定性作用，因为 pH 可影响碳酸亚铁的溶解性。pH 增加会降低阴极 H^+ 的减少速率。pH 与腐蚀速

率之间的关系如图 35.5 所示。对于 pH 小于 7 的溶液，腐蚀速率随着 pH 的增加而减小。

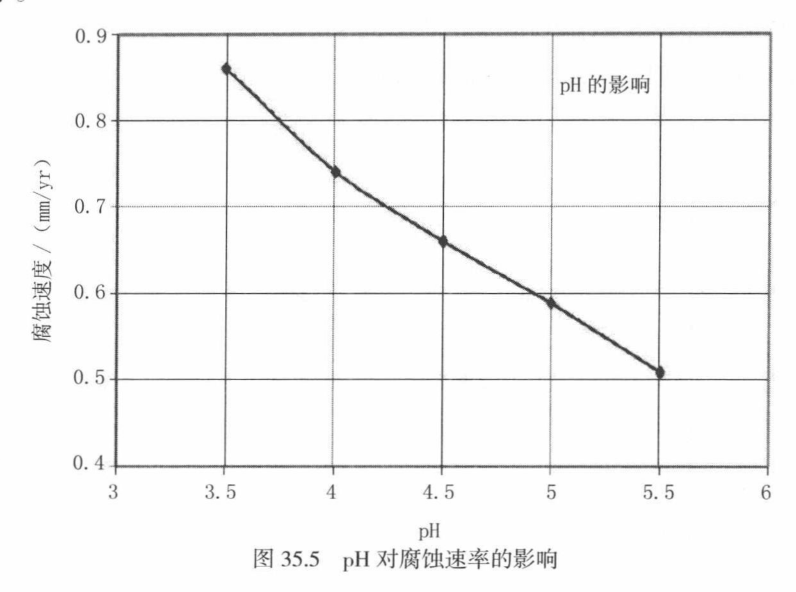


图 35.5　pH 对腐蚀速率的影响

5. 缓蚀剂和化学添加剂

通过形成保护膜，缓蚀剂可降低腐蚀速率。使用最佳剂量的合适缓蚀剂能够将腐蚀速率控制在 0.1 mm/year。缓蚀剂可显著减小腐蚀速率，因而延长了管道的寿命。

砂粒碰撞会破坏缓蚀剂膜并降低其效率，在低速管道中缓蚀剂性能也较差，特别是如果流体含有固体物质，例如腊、垢或砂。在这种情况下，沉淀物必然在 6 点钟位置形成，使缓蚀剂无法接触到金属表面。如果希望缓蚀剂能提供合适的保护就应避免流速低于约 1.0 m/s，这对于含有固体物质的管道尤为关键。

6. 缓蚀剂效率与缓蚀剂可用性的比较

当使用缓蚀剂时，有两种参数可以说明缓蚀剂减缓腐蚀速率的程度，即缓蚀剂效率（IE） 和缓蚀剂可用性（IA）。通常使用的缓蚀剂效率值为 95%。但缓蚀剂在设计寿命内不会恒定有效，因而需增加缓蚀剂的量或使用更好的化学剂以提高缓蚀剂的浓度。假定减缓的腐蚀速率与系统的正常腐蚀性无关，整个系统的腐蚀速率可降低至 0.1mm/year。缓蚀剂并不是所有时间都可用，因而在有些时间段腐蚀会以正常速率进行。

图 35.6 为使用不同缓蚀剂可用性值时减缓的腐蚀速率。图中所绘线条的假定

是无论正常腐蚀速率 Crunmit 为多少，缓蚀剂都能将钢的腐蚀速率控制在 CRmit（通常为 0.1mm/year），并且考虑到缓蚀剂可用性的时间百分比。

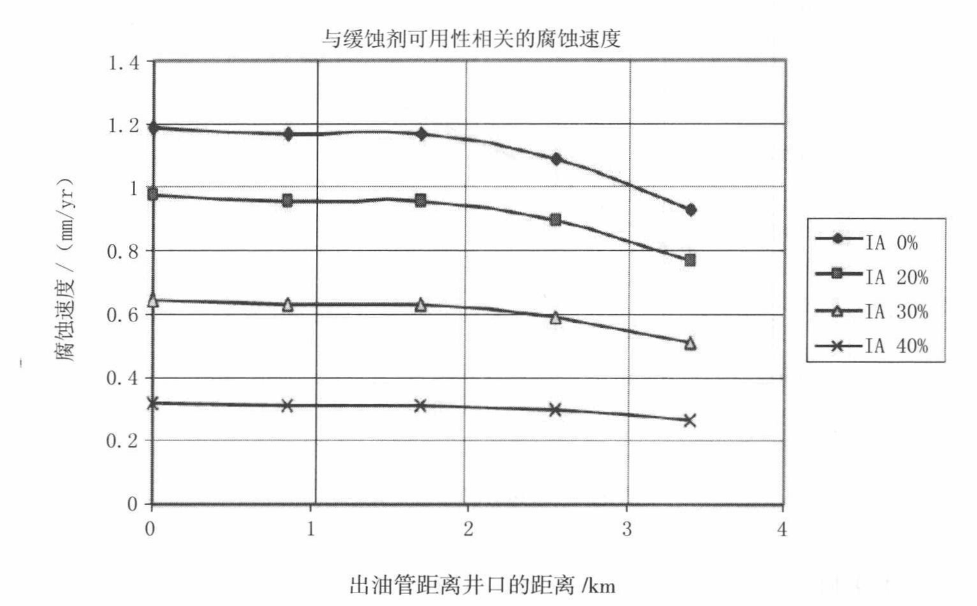


图 35.6 使用不同缓蚀剂可用性值时减缓的腐蚀速率

7. 化学添加剂

乙二醇（或甲醇）常作为水合物抑制剂循环使用。使用乙二醇而不添加缓蚀剂是有一些好处的。De Waard 曾定义过一个乙二醇修正系数。但如果同时使用乙二醇和缓蚀剂，乙二醇的附加好处就几乎没有了，设计上应予以避免。

在启动过程中需大量注入甲醇直至出油管温度上升到高于水合物形成温度，在延长停输过程中也需要大量注入甲醇。

8. 单相流速

单相流指仅有一种成分流过多孔介质，通常为油、气或水。流体流动通过影响质量传递并机械去除固体腐蚀产物而对腐蚀产生影响。腐蚀模型中所用的流速与真实水流速度一致。图 35.7 表明在低 pH 下随着流速增加腐蚀速率也相应增加。

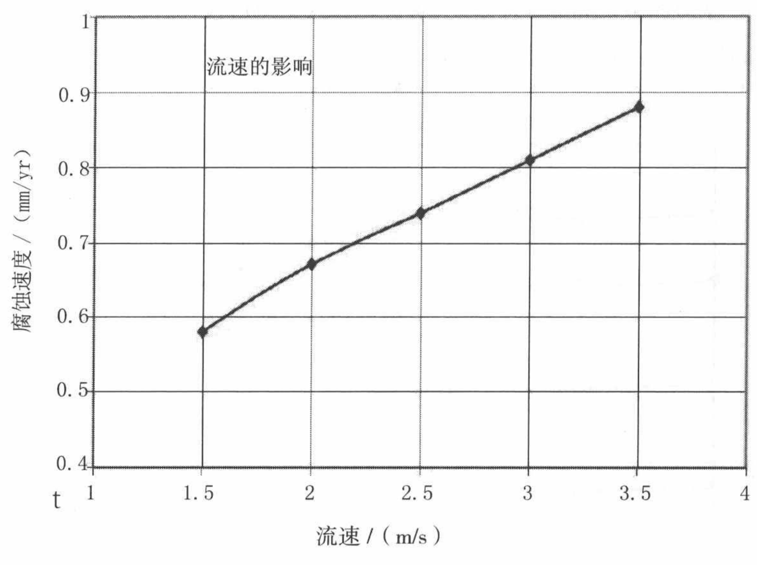


图 35.7 流速对腐蚀速率的影响

9. 多相流

多相流指一种以上流体相同时流过多孔介质。大多数油井最终同时产出地层中的油和气并且还经常产出水，因而多相流在油井中是较为常见的。一般通过流态及相应的流速研究管道中的多相流。因为存在各种流体动力学因素及对应的湍流，多相流会进一步影响内部腐蚀速率，并且与管道中单相流对腐蚀的影响有很大不同。

10. 产水率

产水率为产出水与所有产出流体的体积比。CO_2 腐蚀主要因水接触钢表面所致。CO_2 腐蚀的严重性与钢表面在水相中浸湿的时间成正比。因而产水率是影响腐蚀速率的一个重要因素，但是不可将产水率的影响与流速和流态的影响分隔开来。

11. 悬跨段的影响

粗糙海床或受冲刷海床上的管道会出现跨段。为了避免过度屈服和疲劳，应考虑对容许悬跨段的长度进行评估。局部壁厚减小可影响管道的承载力，并进而影响容许悬跨段的长度。许多报告和论文都对此进行了论述。评估悬跨段的屈服和疲劳不是本章的研究范围，但本章将对腐蚀可能的生长情况或加速生长情况进行定性论述。

图 35.8 表明在悬跨段中点处积聚了更多的水和海洋生物，可能会加速腐蚀生

长。此处流态和流速发生变化，中点附近区域的腐蚀缺陷将会更深。

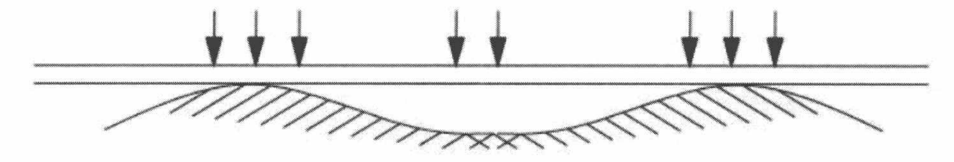


图 35.8　悬跨段对腐蚀缺陷生长的影响

根据试验结果开发出三种腐蚀模型，在实验室中使用了只有水的系统，即产水率为 100%。因而采用这些模型预测的腐蚀速率为最不利工况腐蚀速率。与之相比，产水率较小的流动条件下的腐蚀速率通常要小于最不利工况腐蚀速率。所以与油田的实际腐蚀速率比较，这些模型预测的腐蚀速率是非常保守的。通过使用清管得到的更多腐蚀数据可提高腐蚀速率预测的精确性。但因为内部腐蚀受到上述许多参数的影响，所以不可夸大腐蚀速率预测的精确性。将腐蚀速率预测方法与清管法结合起来，能够为精确定位管道中的薄弱连接、预测剩余寿命以及保持管道完整性提供一个基准点。

35.3　腐蚀管道的剩余强度
Remaining Strength of Corroded Pipe

腐蚀管道的设计标准通常表达为用于确定运行参数的公式：

- 缺陷的最大容许长度；
- 未腐蚀管道的最大容许设计压力；
- 最大安全压力。

有许多标准可用于确定这些运行参数。

35.3.1　NG−18 标准
NG−18 Criterion

20 世纪 60 年代末和 70 年代初开发的 NG-18 标准用于评估腐蚀管道的剩余

强度[4]，该标准针对具有纵向表面缺陷的管道而开发：

$$S_p = S_{flow}\frac{1-AREA/AREA_0}{1-M^{-1}\left(AREA/AREA_0\right)} \tag{35-8}$$

式中：

S_p 为失效处的预测环向应力水平；

S_{flow} 为材料的流动应力；

$AREA$ 为通过厚度剖面得到的缺陷面积；

$AREA_0 = L\,t$；

L 为缺陷的最大轴向长度；

t 为管道的标称壁厚；

M 为 Folias 系数，由下式确定：

$$M = \sqrt{1+\frac{2.51\left(L/2\right)^2}{Dt}-\frac{0.054\left(L/2\right)^4}{(Dt)^2}} \tag{35-9}$$

式中：

D 为管道的标称外径。式（35–9）可进一步简化为[5]

$$M = \sqrt{1+\frac{0.8L^2}{Dt}} \tag{35-10}$$

通过假定较短腐蚀的腐蚀区形状为抛物线形而较长腐蚀的腐蚀区形状为矩形可以使 $AREA$ 的计算得到简化[5]。假定流动应力为 1.1 倍规定最小屈服应力，并使预测爆破环向应力 SP 等于 1.1 倍额定最小屈服应力，求解所得到的公式即可计算出最大容许长度 L_{allow} 和失效压力 P[6]。

35.3.2 B31G 标准 B31G Criterion

B31G 标准[7] 被广泛用于评估腐蚀管道的适用性。ASME B31G 标准（1993）的主要公式可概述如下。

最大容许设计压力 P

B31G 标准的最大容许设计压力可表达为

$$P = \frac{2SMYS}{D} Ft \tag{35-11}$$

式中：

P 为最大容许设计压力；

$SMYS$ 为规定最小屈服强度；

F 为设计系数，通常为 0.72。

最大容许缺陷长度和深度

在 B31G[7] 中，对于腐蚀区的最大深度“d”在 $0.1 < d/t < 0.8$ 范围内的情况，给出了用于可接受腐蚀长度的标准，t 为标称壁厚：

$$L_{allow} = 1.12B\sqrt{Dt} \tag{35-12}$$

式中：

L_{allow} 为缺陷的最大容许轴向长度。

$$B = \sqrt{\left(\frac{d/t}{1.1d/t - 0.15}\right)^2 - 1} \tag{35-13}$$

最大容许运行压力（$MAOP$）定义为小于或等于式（35–11）给出的最大容许设计压力 P。

$$MAOP \leqslant P \tag{35-14}$$

使安全最大压力水平 P' 等于最大容许运行压力（$MAOP$），则最大容许缺陷深度 d_{allow} 就为

（1）对于 $A \leqslant 4$

$$d_{allow} = \frac{3t}{2}\left[\frac{1 - \frac{MAOP}{1.1P}}{1 - \frac{MAOP}{1.1P\sqrt{A^2+1}}}\right] \tag{35-15}$$

（2）对于 $A > 4$

$$d_{allow} = \left[1 - \frac{MAOP}{1.1P}\right]t \tag{35-16}$$

安全最大压力水平 P'

腐蚀区的安全最大压力水平 P' 为：

$$P' = 1.1P\left(\frac{1 - \frac{2}{3}\left[\frac{d}{t}\right]}{1 - \frac{2}{3}\left(\frac{d}{t\sqrt{A^2+1}}\right)}\right);\ P' \leqslant P;\ A \leqslant 4 \tag{35-17}$$

$$P' = 1.1P\left(1 - \frac{d}{t}\right);\ P' \leqslant P \text{ 且 } A > 4 \tag{35-18}$$

式中：

$$A = 0.893\left(\frac{L}{\sqrt{Dt}}\right) \tag{35-19}$$

35.3.3 现有标准的评价
Evaluation of Existing Criteria

用于腐蚀管道的现有标准 ASME B31G 是基于经过 20 多年发展的知识而制定的。此标准得到了重新研究以便根据当前知识进行改进。评估应基于腐蚀机制、现有标准的参数以及未包含在现有标准内的应用。

35.3.4 腐蚀机制
Corrosion Mechanism

腐蚀缺陷的类型如图 35.9 所示。对于海洋管道，内部腐蚀是主要问题(Mandke （1990）[8], Jones 等人 （1992）[9]）。会发生许多类型的内部腐蚀，例如：① 环形焊缝腐蚀；② 围绕整个周向的大面积一般腐蚀；③ 约 6 点钟位置长而平坦的腐蚀。而另一方面，通常认为外部腐蚀是局部的，涵盖管道的一块不规则区域。但当保护涂层失效时，外部腐蚀也会趋于长槽形。

对于实际应用中的腐蚀缺陷，B31G 标准存在几个问题。标准不能应用于螺旋腐蚀、凹坑 / 坡口相互作用以及焊缝腐蚀。对于非常长且不规则形状腐蚀，B31G 标准可能会导致过于保守的结果，此外还忽略了排列紧密的腐蚀凹坑的有利影响。

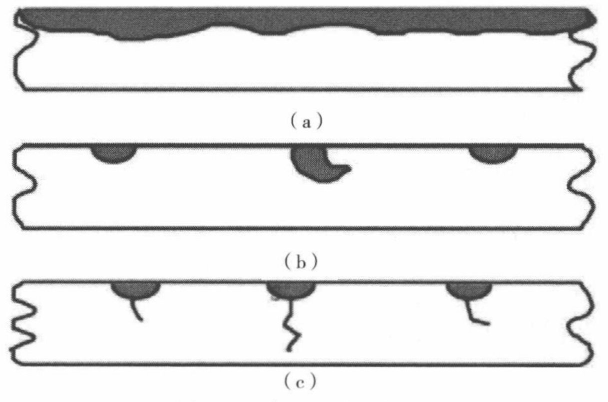


图 35.9　腐蚀缺陷的类型

（a）沟槽　（b）凹坑　（c）底部有裂纹的凹坑

螺旋腐蚀

对于其他方向上的缺陷，B31G 标准建议将缺陷映射到管道的纵向轴上并作为纵向缺陷处理。此建议应该适用于短缺陷，但就长螺旋缺陷而言就比较保守[6]。

Mok 等人[10][11]就 B31G 标准对于长螺旋腐蚀的适用性进行了大量试验。对于螺旋角不是 0 或 90 度的螺旋缺陷，研究发现 B31G 标准过低预测了爆破压力，低了多达 50%。螺旋角的影响如图 35.10 所示[10]。

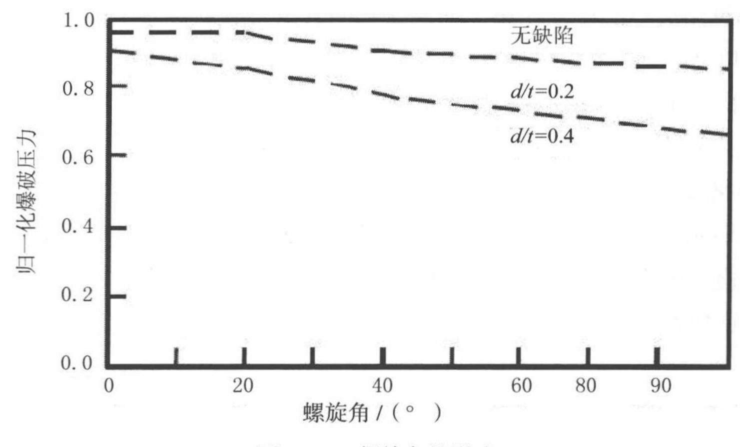


图 35.10　螺旋角的影响

在实验和数值研究的基础上，Mok 等人[10]建议对于 $W/t \leqslant 32$ 的情况，确定爆破压力时所用的螺旋修正系数为

$$Q = \frac{1-Q_1}{32}\frac{W}{t} + Q_1 \qquad (35\text{–}20)$$

式中 W 为缺陷宽度，系数 Q_1 为螺旋角 φ 的函数（对于纵向腐蚀 $\varphi = 90°$ ，对于周向腐蚀 $\varphi = 0$）

$$Q_1 = \begin{cases} 0.2 & \text{当 } 0° < \varphi < 20° \\ 0.02\varphi - 0.2 & \text{当 } 20° < \varphi < 60° \\ 1.0 & \text{当 } \varphi > 60° \end{cases} \qquad (35\text{–}21)$$

对于 $W/t > 32$ 的情况，Q 值必须取 1.0。

凹坑的相互作用

管道腐蚀通常会在管道一个区域内形成大量凹坑。对于排列紧密的腐蚀凹坑，可将距离 t（壁厚）作为凹坑隔开距离的标准，用于由纵向距离隔开的一批纵向凹坑或由周向距离隔开的一批平行纵向凹坑。

对于隔开距离大于 t 的周向排列凹坑，通过对一批凹坑内的最深凹坑进行分析，可以精确预测爆破压力。对于隔开距离小于 t 的纵向凹坑，通过忽略凹坑之间未腐蚀区域的有利影响，可以预测出相互作用缺陷的失效应力。对于由周向距离隔开的平行纵向凹坑，实验建议如果周向间隔较小，则可以将凹坑作为相互作用凹坑进行处理。

坡口相互作用

对于纵向坡口的相互作用，如果缺陷向管道轴倾斜并且长度为 L_1 和 L_2 的两个纵向坡口之间的距离 x 大于 L_1 和 L_2，那么腐蚀长度 L 就为 L_1 或 L_2 中的较大者。如果缺陷向管道轴倾斜并且长度为 L_1 和 L_2 的两个纵向坡口之间的距离 x 小于 L_1 和 L_2，那么腐蚀长度 L 就为 x、L_1 和 L_2 之和，$L = L_1 + L_2 + x$。

焊缝腐蚀

海洋管道的一个主要腐蚀损伤来自焊缝局部腐蚀对抗断裂性的影响。焊缝腐蚀的典型模式如图 35.11 所示。B31G 标准并未涵盖腐蚀焊缝的评估，因而推荐现有的断裂评估程序[12]。

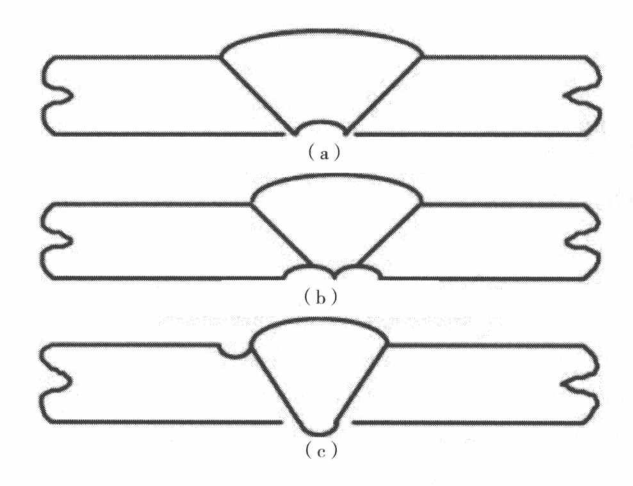


图 35.11　焊缝腐蚀的典型模式

(a) 焊根坡口　(b) 焊根热影响区腐蚀　(c) 盖面焊趾处的腐蚀

腐蚀宽度的影响

图 35.12 为带有纵向缺陷的 X52 管道在爆破压力下的缺陷宽度，X52 的外径 =508mm，t = 6.35mm，d/t = 0.4[11]。Mok 的研究表明带有长纵向缺陷的管道在爆破压力下缺陷宽度的影响可以忽略。

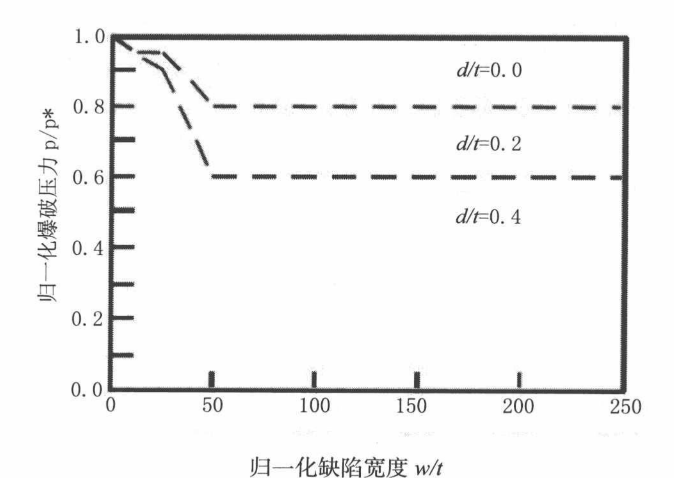


图 35.12　缺陷宽度的影响

35.4 参考文献 References

[1] C. De Waard, U. Lotz, and D.E. Milliams, Predictive model for CO2 corrosion engineering in wet natural gas pipelines, Corrosion, vol47, No2,1991, pp.976–985.

[2] R. Nyborg, Controlling Internal Corrosion in Oil and Gas Pipelines, Exploration & Production: The Oil and Gas Review, Issue 2, 2005.

[3] A. Dugstad, L. Lunde, and K. Videm, Parametric study of CO2 corrosion of carbon steel, Corrosion, 1994.

[4] W. A. Maxey, J. F. Kiefner, R. J. Eiber, and A. R. Duffy, Ductile Fracture Initiation, Propagation and Arrest in Cylindrical Vessels, Fracture Toughness, Proceedings of the 1971 National Symposium on Fracture Mechanics, Part II, ASTM STP 514, American Society for Testing and Materials, pp.70–81, 1971.

[5] J. F. Kiefner, Corroded Pipe Strength and Repair Methods, Symposium on Line Pipe Research, Pipeline Research Committee, American Gas Association, 1974.

[6] Y. Bai, and K.J. Mørk, Probablistic Assessment of Dented and Corroded Pipeline, International Conference on Offshore and Polar Engineering, Osaka, Japan, 1994.

[7] ASME, B31G – Manual for Assessing Remaining Strength of Corroded Pipes, American Society of Mechanical Engineers, 1996

[8] J. S. Mandke, Corrosion Causes Most Pipeline Failure in the Gulf of Mexico, Oil and Gas Journal, Oct.29,1990.

[9] D. G. Jones, T. Turner and D. Ritchie, Failure Behaviour of Internally Corroded Linepipe, OMAE'92, 1992.

[10] D. H. B. Mok, R. J. Pick, and A. G. Glover, Behaviour of Line Pipe with Long External Corrosion, Material Performance, Vol. 29（5）, pp. 75–79, 1990.

[11] D. H. B. Mok, R. J. Pick, A. G. Glover, and R. Hoff, Bursting of Line Pipe with Long External Corrosion, International Journal of Pressure Vessel and Piping, Vol. 46, pp. 159–216, 1991.

[12] BSI, PD6493 – Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures, 1991.

第 36 章　腐蚀管道的屈曲 / 压溃

Buckling/Collapse of Corroded Pipes

36.1 引言 Introduction

本章的目的在于导出组合载荷作用下腐蚀管道承载力的解析式。所导出的承载力公式与有限元分析结果进行比较。这一承载力解析式可用于扩展现有管道准则 / 指南的适用性。

36.2 组合载荷作用下管道的力矩承载力 Moment Capacity of Pipe under Combined Loads

36.2.1 概述 General

本节将为承受内部压力、弯曲和轴向力的腐蚀管道的力矩承载力计算给出解析解。假定腐蚀缺陷系对代表最差情形的弯曲面呈对称。为简便起见，初始失圆度不包括在解析解中。其合理性在于初始失圆度的影响很小（厚壁管采用实际失圆度）。力矩承载力被定义为管道的整个横截面发生屈曲时的力矩。

本节求出的解析解系考虑了下述腐蚀区域的情形：受压（案例 1）、受压和部分受张力作用（案例 2）、受张力作用（案例 3）、受张力作用和部分受压（案例 4）。四种案例如图 36.1 所示。在此仅详细讨论案例 1，案例 2~4 的解析解均在本章结束部分的指南中给出。

36.2.2 案例 1：受压状态下的腐蚀区域 Case 1: Corroded Area in Compression

为把公式的复杂性保持在合理水平上，已做出下述假设：

- 直径 / 壁厚比（D/t）为 15~45；
- 无初始失圆度和直径无膨胀；
- 在变形过程中横截面保持圆形；
- 因施加载荷导致整个横截面出现屈服；
- 材料模型系弹性 – 理想塑性；
- 缺陷区域系环绕弯曲面对称；
- 腐蚀缺陷系无限长，不会导致出现局部应力集中。

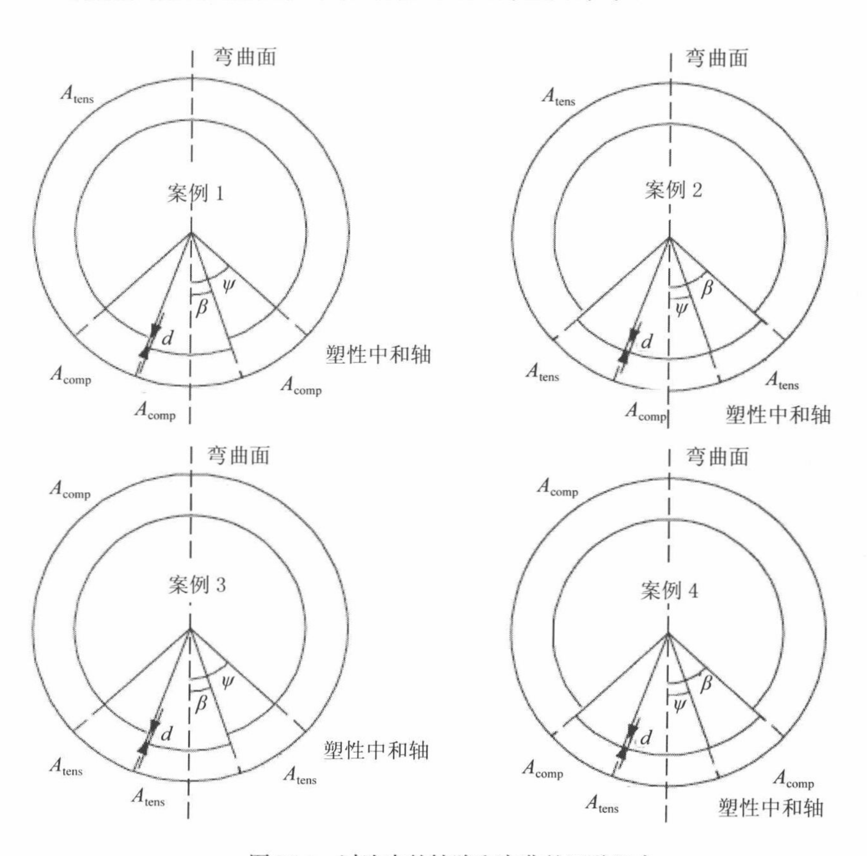


图 36.1　讨论中的缺陷和弯曲的四种组合

总之，Von Mises 屈服标准可表示为

$$\sigma_l^2 - \sigma_l\sigma_\theta + \sigma_\theta^2 = \sigma_Y^2 \tag{36-1}$$

式中：σ_l 为纵向应力，σ_θ 为周向 / 环向应力，σ_Y 为材料屈服应力。纵向应力 σ_l 二次方程式的求解如下：

$$\sigma_l = \frac{1}{2}\sigma_\theta \pm \sigma_Y\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2} \tag{36-2}$$

如果受压被定义负值且 σ_{comp} 为导致管道材料屈服的纵向压应力，那么 σ_{comp} 小于 σ_l，上式平方根前则取负号。同样，σ_{tens} 等于 σ_l，平方根前取正号。

$$\sigma_{comp} = \frac{1}{2}\sigma_\theta - \sigma_Y\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2} \tag{36-3}$$

$$\sigma_{tens} = \frac{1}{2}\sigma_\theta + \sigma_Y\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2} \tag{36-4}$$

给定压力时管道中的环向应力可根据下式[1]求得

$$\sigma_\theta = p\frac{D}{2t}\frac{1-d\Big/\left(t\sqrt{1+0.8\left(L/Dt\right)^2}\right)}{1-d/t} \tag{36-5}$$

式中：

D 为平均直径；

t 为壁厚；

d 为缺陷深度；

L 为缺陷长度；

p 为作用于管道的最终压力。也许已注意到，缺陷宽度不包括在本公式中。这主要是基于这样的事实，即在所有的实际应用中宽度对压力承载力的影响甚微。特别是对较小的缺陷宽度，采用基于有限元分析的环向应力来替代式（36–5）可能更好。若需进一步详细了解腐蚀宽度对压力安全容器的影响，请参见 Mok 等人文献 [2]。

36.2.3 全塑性中和轴

The Fully Plastic Neutral Axis

对于案例 1，真实的纵向力 F 可表示为：

$$F=A_{\text{compl}}\sigma_{\text{comp}}+A_{\text{comp2}}\sigma_{\text{comp}}+A_{\text{tens}}\sigma_{\text{tens}} \tag{36-6}$$

$$A_{\text{compl}}=2(\psi-\beta)r_{\text{av}}t \tag{36-7}$$

$$A_{\text{comp2}}=2\beta\, r_{\text{av}}\left(1+\frac{d}{2r_{\text{av}}}\right)t\left(1-\frac{d}{t}\right) \tag{36-8}$$

$$A_{\text{tens}}=2(\pi-\psi)r_{\text{av}}t \tag{36-9}$$

式中：A_{comp1} 为无缺陷横截面的受压部分，A_{comp2} 为缺陷横截面的受压部分，A_{tens} 为张力作用下的横截面部分，如图 36.2 所示。r_{av} 为平均半径，β 为一半缺陷宽度，Ψ 为弯曲面至塑性中和轴的角度。

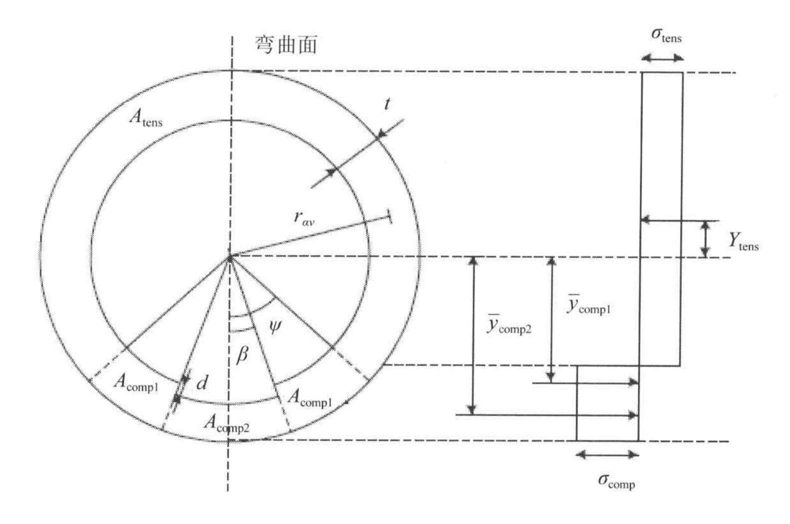


图 36.2　管道横截面和全塑化横截面的理想应力图

将式（36–7）、式（36–8）和式（36–9）代入式（36–6），并求解 Ψ，给出

$$\psi=\frac{F-2r_{\text{av}}t\left(\pi\sigma_{\text{tens}}-k_1\beta\sigma_{\text{comp}}\right)}{2r_{\text{av}}t\left(\sigma_{\text{comp}}-\sigma_{\text{tens}}\right)} \tag{36-10}$$

$$k_1=1-\left(1-\frac{d}{t}\right)\left(1+\frac{d}{2r_{\text{av}}}\right) \tag{36-11}$$

现在将式（36–10）中的 σ_{tens} 替代式（36–3），σ_{comp} 为式（36–4），给出

$$\psi=\frac{\pi+k_1\beta}{2}-2\frac{(\pi-k_1\beta)\left(\dfrac{F}{F_{\text{Y}}}-\dfrac{1}{2}\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_{\text{Y}}}\right)}{\sqrt{1-\dfrac{3}{4}\left(\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_{\text{Y}}}\right)^2}} \tag{36-12}$$

式中：F_Y 为腐蚀管道的塑性轴向力。

$$F_Y=2(\pi+k_1\beta)r_{av}t\sigma_Y \tag{36-13}$$

36.2.4 弯矩承载力 Bending Moment Capacity

受压腐蚀

管道的弯矩承载力 MC 可计算如下：

$$M_C=-(A_{comp1}\bar{y}_{comp1}+A_{comp2}\bar{y}_{comp2})\sigma_{comp}+A_{tens}\bar{y}_{tens}\sigma_{tens} \tag{36-14}$$

式中: A_{comp1}、A_{comp2} 和 A_{tens} 见上; $\bar{y}$ 为弯曲轴至每一面质量中心的垂直距离（图 36.2）。

$$\bar{y}_{comp1}=r_{av}\frac{\sin(\psi)-\sin(\beta)}{\psi-\beta} \tag{36-15}$$

$$\bar{y}_{comp2}=r_{av}\left(1+\frac{d}{2r_{av}}\right)\frac{\sin(\beta)}{\beta} \tag{36-16}$$

$$\bar{y}_{tens}=r_{av}\frac{\sin(\psi)}{\pi-\psi} \tag{36-17}$$

将式（36–15）至（36–17）代入式（36–14），得出弯矩承载力的下述表达式:

$$M_c=-2tr_{\alpha v}^2[\sin(\psi)-k_2\sin(\beta)]\sigma_{comp}+2tr_{\alpha v}^2\sin(\psi)\sigma_{tens} \tag{36-18}$$

$$k_2=1-\left(1-\frac{d}{t}\right)\left(1+\frac{d}{2r_{av}}\right)^2 \tag{36-19}$$

将拉伸应力和压应力表达式即式（36–3）和（36–4）代入式（36–18），给出案例 1 中弯矩承载力的最终表达式

$$M_C=2tr_{av}^2\sigma_Y\left[k_2\sin(\beta)\left(\frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}-\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2}\right)+2\sin(\psi)\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2}\right] \tag{36-20}$$

式中：相对于塑性中和轴的角度系由式（36–12）求得，腐蚀管道的塑性屈服由式（36–13）求得，常数 k_1 和 k_2 则由式（36–11）和式（36–19）得出。

根据平方根的表达式必须为正值以及相对于塑性中和轴的角度须介于 0° 和 180° 之间的限制，该弯矩公式对于下述范围的环向应力和轴向力系在数学上成立。

$$\frac{-2}{\sqrt{3}} \leqslant \frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} \leqslant \frac{2}{\sqrt{3}} \tag{36-21}$$

$$\frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} - \sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2} \leqslant \frac{F}{F_Y} \leqslant \frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} + \frac{\pi + k_1\beta}{\pi - k_1\beta}\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y}\right)^2} \tag{36-22}$$

36.2.5 关于公式的讨论 Discussion of the Equations

表明公式的一致性以及不同输入参数的影响，如图 36.3 至图 36.6 所示的一些实例。对于所有的实例，D/t 比等于 25，d/t 比等于 30%，σ_Y 等于 450MPa。四张图的共同之处是将不同管道类型分别绘制在以如图 36.1 所示的四种案例之一为主的区域内。管道类型分别标识为案例 1 至案例 4。

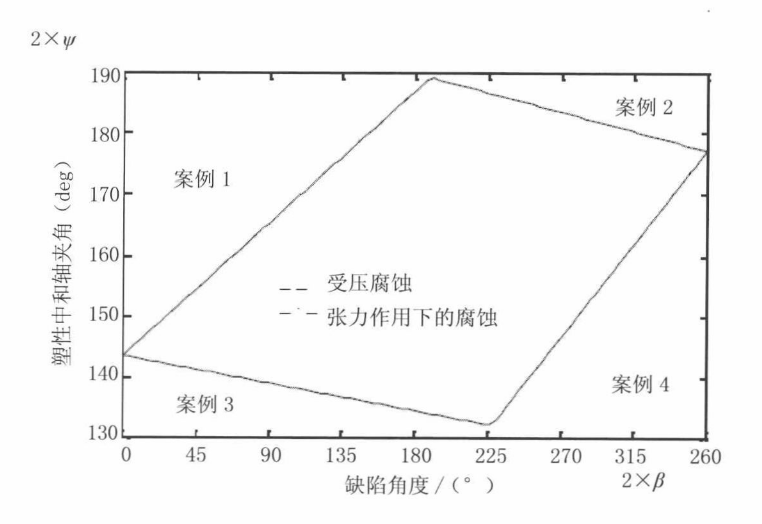


图 36.3　弯曲面与塑性中和轴之间夹角系缺陷宽度的函数

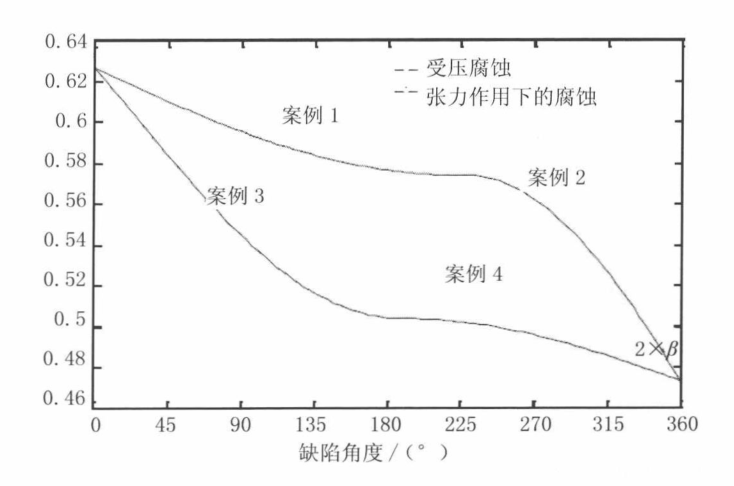


图 36.4 标准化力矩承载力系缺陷宽度的函数

轴向张力为 $0.3\times\pi\times D\times t\times\sigma_y$，内部超压为 $0.6\times\sigma_y\times2\times t/D$。

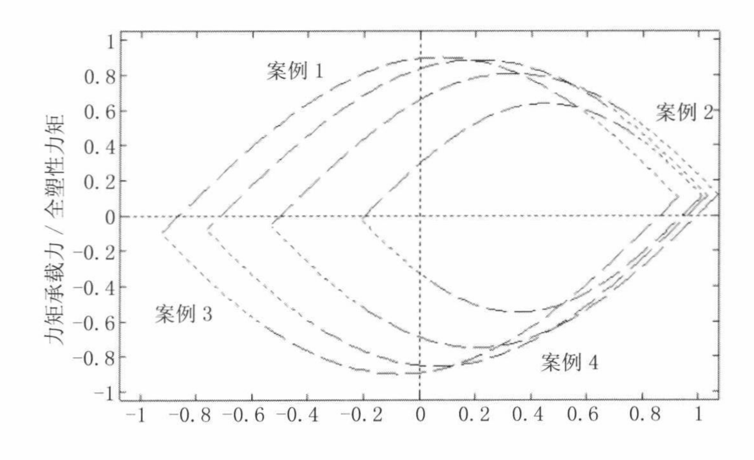


图 36.5 弯曲与轴向力之间的相互作用

内部压力的轴向力等于 [0, 0.2, 0.4, 0.6]$\times p_y$，起始于左侧。$p_y=2\times t/D\times\sigma_y$ 和 $2\times\beta=90°$ 。

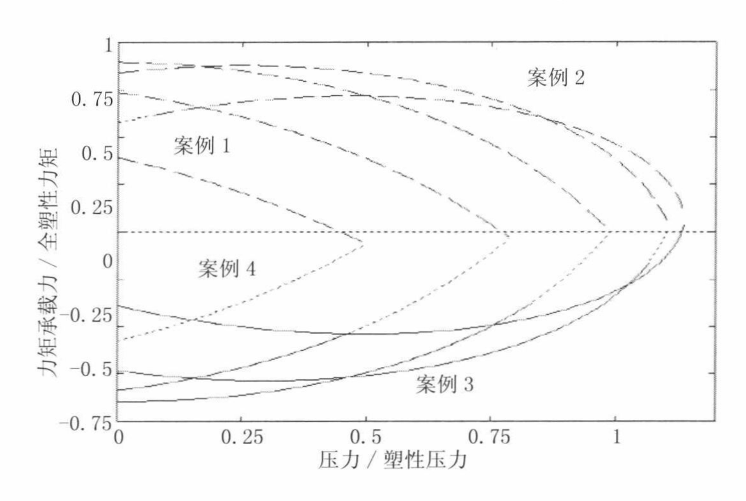


图 36.6　弯曲与压差之间的相互作用

轴向力等于 [−0.6, −0.3, 0, 0.3, 0.6] $\times F_Y$，起始于左侧。$F_y=\pi D t \sigma_y$，$2\times\beta=90°$ 和 $P_{plastic}=2\times\sigma_y\times$（$t-d$）$/D$。

图 36.3 所示为给出塑性中和轴与弯曲面之间夹角的公式一同构成了连续轨迹。

图 36.4 所示为以力矩承载力的降低为缺陷宽度的函数的实例。对于当前的轴向力，表示受张力作用下的腐蚀区域的虚线绘出了极限状态。通过减小宽度和增加 d/t 比，可使将缺陷角度纳入力矩承载力计算所得到的结果增加。必须予以说明的是，当 $2\times\beta=0$ 和 $d=0$ 时，公式的 $M/M_p=0.85$ 而不是 0.62，如图 36.4 所示。差异系环向应力的定义所致，其并不考虑缺陷角度。这一保守性仅适用于最大为 10~20° 的小角度，如图 36.10 中的压溃压力所示。由于估算缺陷尺寸通常存在不确定性，尤其是对于小缺陷，本文作者并没有为拓展本项研究以降低小缺陷角度在环向应力公式中的保守程度而找到任何工程理由。

图 36.5 所示为轴向力对力矩承载力的影响。对于无腐蚀和全腐蚀管道，均以 X 轴和 Y 轴为对称轴，因此可将简化公式用于计算给定纵向力的力矩承载力，参见 Mohareb[3]。当缺陷被纳入计算时，这一对称性则不复存在。由于管壁呈非对称减小，当管道受纵向力作用时需引入弯矩。因此，为了给部分腐蚀管道得出最小力矩承载力，需进行两次计算。一次是得出正值力矩，另一次则是负力矩。

如图 36.6 所示，对于纵向力为 0 的循环，可看见呈 X 轴对称，而且给定压力时计算得出管道的力矩承载力。在此注意到，这一情形下的最大压力承载力与

式（36–5）的相同。施加纵向力时，出现附加力矩，需进行如上所述的两次计算以得出力矩承载力。

所有的图示均表明，对于变量范围在数学上是完全成立的情形，各个公式是一致的。相关公式也已与 Miller 公式[4]做了比较，以用于计算常压腐蚀管道的力矩承载力，结果非常一致。在此不述及比较结果。

36.3 外压屈曲
Collapse due to External Pressure

初始失圆度和腐蚀缺陷是影响管道压溃承载力的两个主要缺陷类型。以下将延续 Timoshenko and Gere[5] 的研究工作，以考虑腐蚀缺陷的影响。

初始椭圆形与完全圆形的偏差可定义为半径偏转“w_i”，为简化起见假定由下式计算得出：

$$w_i = w_1 \cos(2\theta) \qquad (36\text{–}23)$$

式中：“w_1”为相较于圆形的最大初始半径偏差，“θ”为经测定的圆心角，如图 36.7 所示。

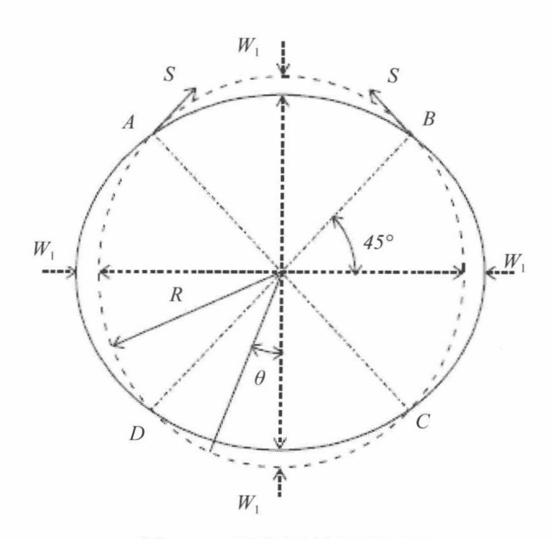


图 36.7　圆形和椭圆形管道截面

在均衡的外部压力“p_e”作用下，管道将出现附加压扁现象，相应的附加半径位移“w”可采用微分方程计算：

$$\frac{d^2w}{d\theta^2}+w=-\frac{12\left(1-\upsilon^2\right)Mr_{av}^2}{Et^3} \quad (36–24)$$

式中：

M 为管壁弯矩；

v 为泊松比；

E 为杨氏模量。

作为外部压力作用的结果，初始曲率的减小使得 AB 和 CD 段的弯矩为正值，AD 和 BC 段的弯矩为负值。在 A、B、C 和 D 点，弯矩为 0，各部分之间的作用均表示为力“S”，其与表示理想圆形的虚线圆相切。

可将圆视为外部压力“p_e”的索状曲线，沿着这一曲线的压缩力为常数，等于“S”。因而，任何横截面上的弯矩均可通过将 S 乘以横截面总半径位移“w_i+w”求得。所以得出

$$M=p_e r_{av}（w+w_1 cos（2\theta））\quad (36–25)$$

代入式（36–24）

$$\frac{d^2w}{d\theta^2}+w=-\frac{12\left(1-\upsilon^2\right)}{Et^3}p_e r_{av}^3\left(w+w_1\cos(2\theta)\right) \quad (36–26)$$

或

$$\frac{d^2w}{d\theta^2}+w\left[1+\frac{12\left(1-\upsilon^2\right)}{Et^3}p_e r_{av}^3\right]=-\frac{12\left(1-\upsilon^2\right)}{Et^3}p_e r_{av}^3 w_1\cos(2\theta) \quad (36–27)$$

满足 A、B、C 和 D 点处连续条件的该公式的解如下：

$$w=\frac{w_1 p_e}{p_{el}-p_e}\cos(2\theta) \quad (36–28)$$

式中：“p_{el}”为弹性屈曲压力，见下：

$$p_{el}=\frac{E}{4\left(1-\upsilon^2\right)}\left(\frac{t}{r_{av}}\right)^3 \quad (36–29)$$

从中可见，在 A、B、C 和 D 点，“w”和“$d^2w/d\theta^2$”均为 0。因此，这些点的弯矩如上述假定均为 0。最大力矩 M_{max} 出现在 θ=0 和 θ=π 时，

式中：

$$M_{max}=p_e r_{av}\left(w_1+\frac{w_1 p_e}{p_{el}-p_e}\right)=p_e r_{av}\frac{w_1}{1-p_e/p_{el}} \quad (36–30)$$

以壁厚为高度和单位宽度（1）的矩形横截面的初始屈服条件可表示如下：

$$\sigma_y=\sigma_a+\sigma_b \quad (36\text{–}31)$$

式中：

“σ_a”为外部压力所产生的应力；

“σ_b”为弯矩所产生的应力。压力所产生的单位长度环向压力被定义为

$$\sigma_a=\frac{p_e r_{av}}{t} \quad (36\text{–}32)$$

弹性区域内的弯曲压力与力矩之间的关系式见下：

$$\sigma_b=\frac{\eta}{1+\eta/r_{av}}\cdot\frac{M_{max}}{I}\approx\frac{t/2}{1}\cdot\frac{M_{max}}{t^3/12}=6\frac{M_{max}}{t^2} \quad (36\text{–}33)$$

式中：

“η”为惯性矩中心（管壁中心）至外部纤维的距离；

“r_{av}”为初始曲率；

“I”为惯性矩。

从式（36–30）可见，对于小比值“p_e/p_{el}”，压力所致的管道椭圆度变化可忽略不计，最大弯矩系通过超压缩力“$p_e\times r_{av}$”乘以初始偏转“w_1”得出。当比值“p_e/p_{el}”非小数值时，需考虑管道初始椭圆度的变化，式（36–30）必须用于计算“M_{max}”。因此得出

$$\sigma_{max}=\frac{p_e r_{av}}{t}+\frac{6p_e r_{av}}{t^2}\frac{w_1}{1-p_e/p_{el}} \quad (36\text{–}34)$$

假定该公式的应用具有充分精度，最大至材料的屈服点应力，则可为均衡的外部超压“p_Y”得出下式，此时最外边的纤维开始屈服

$$p_Y^2-\left[\frac{\sigma_Y t}{r_{av}}+\left(1+6\frac{w_1}{t}\right)p_{el}\right]p_Y+\frac{\sigma_Y t}{r_{av}}p_{el}=0 \quad (36\text{–}35)$$

应予注意，经由这一方式确定的压力“p_Y”小于管道压溃“p_c”出现时的压力，其仅在无缺陷圆形管道中等于后者。因此，把经由式（36–35）计算得出的“p_Y”值作为最终压力值，其结果是安全的。

36.4 Timoshenko 公式的修正 Modification to Timoshenko's Equations

屈曲是一种平衡问题，其在外部载荷大于或等于横截面上的内部阻力时发生。这里的横截面系指矩形横截面，其高度为“t”或“t-d”，长度“l”系沿着管道纵向的 1 个单位。

作用于横截面上的外部载荷是力矩和压缩力，横截面上最弱的点用于表示内部阻力。“p_{el}”表示外部载荷因作用于管壁上的缺陷（也即 w_1）和轴向挤压的组合所致的放大值。放大值受局部腐蚀缺陷的影响最小，除非缺陷很宽和 / 或很深。

内部阻力受腐蚀缺陷的影响而明显降低，因此缩减后的壁厚“t-d”被用作描述内部阻力的条件。根据上述讨论，式（36–35）被修正为式（36–36）。

$$p_Y^2 - \left[\frac{\sigma_Y(t-d)}{r_{av}} + \left(1 + 6\frac{w_1}{(t-d)}\right)p_{el}\right]p_Y + \frac{\sigma_Y(t-d)}{r_{av}}p_{el} = 0 \tag{36–36}$$

式中：弹性压力未受腐蚀缺陷的影响。

$$p_{el} = \frac{E}{4(1-\upsilon^2)}\left(\frac{t}{r_{av}}\right)^3 \tag{36–37}$$

出于保守的原因，下面将“p_Y”用作特征压溃压力“p_c”。

36.5 弯曲和压力的相互作用 Interaction for Bending and Pressure

常压管道的力矩承载力与外部压溃压力之间的相互作用可根据式（36–38）[6, 7] 进行表示，这也是 DNV[8] 在其海底管道系统规则中所采用的关系。

$$\left(\frac{M}{M_c}\right)^2 + \left(\frac{p_e}{p_c}\right)^2 \leqslant 1 \tag{36–38}$$

36.5.1 解析结果与有限元结果的比较 Analytical Versus Finite Element Results

由于文献中缺少腐蚀管道测试的可用结果，有必要使用有限元分析来验证解析解。如 Hauch 和 Bai[9] 所示，壳模型已开发完毕并使用了下述输入数据。

- D/t=25，d/t=0.3；
- 初始失圆度 f_0=1.5%, f_0=（D_{max}–D_{min}）/D；
- 材料屈服强度 =450MPa；
- 材料极限拉伸强度 =530MPa。

已将 Ramberg–Osgood 材料曲线用作分析的输入值，该模型表示四分之一管段，模型长度为管径的 3 倍。

本文结束部分对公式进行了比较并进行了有限元分析，其中的一些结果如图 36.8 至图 36.12 所示，这里的 $P_{plastic}=2\times\sigma_y\times(t-d)/D$，缺陷角度为（$2\times\beta$）=90°。

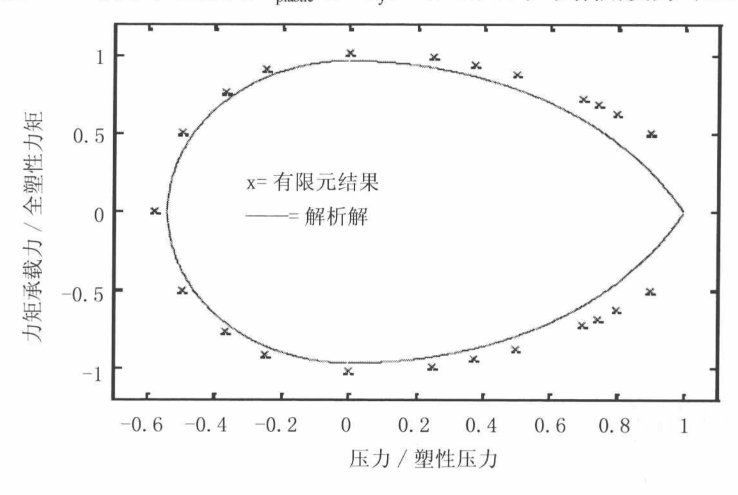


图 36.8　力矩承载力与压力之关系

从图 36.8 可见，外部超压的解析解与有限元结果非常吻合。看来解析解的精度随内部超压的加大而适度降低，这是因弯曲和压力所导致的失效模式之间的相互作业之故。

压力迫使管道发生膨胀，而弯曲则压溃横截面。两种失效模式以相反方向起作用，导致管道在压溃时的平均应力高于材料屈服强度“σ_Y”，其在上述推论中

已做假定。采用更大数值的最大失效环向应力时，可予部分考虑失效模式之间的相互作用，亦参见 Hauch 和 Bai[9]。

图 36.9 至图 36.12 系参数研究的部分结果。在此已对缺陷深度和缺陷角度的影响进行了研究，解析结果与有限元法的结果进行比较。

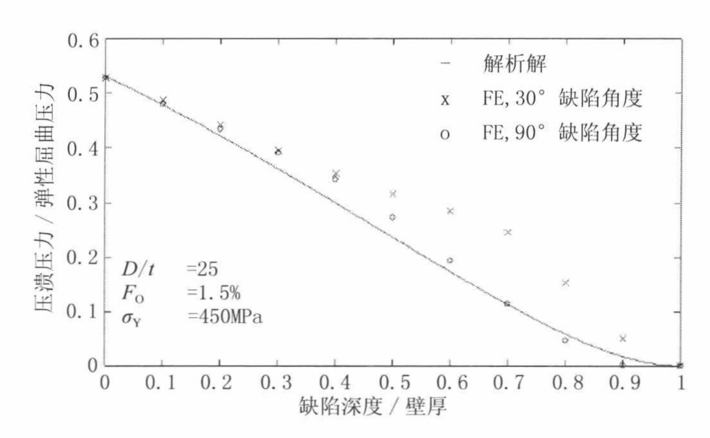


图 36.9　压溃压力系缺陷深度的函数

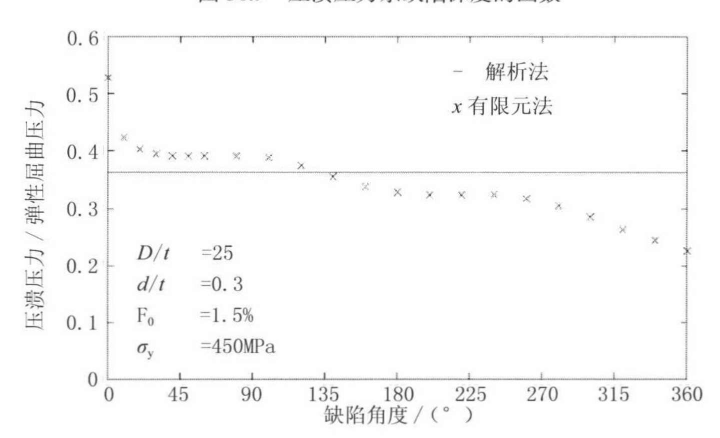


图 36.10　压溃压力系缺陷角度的函数

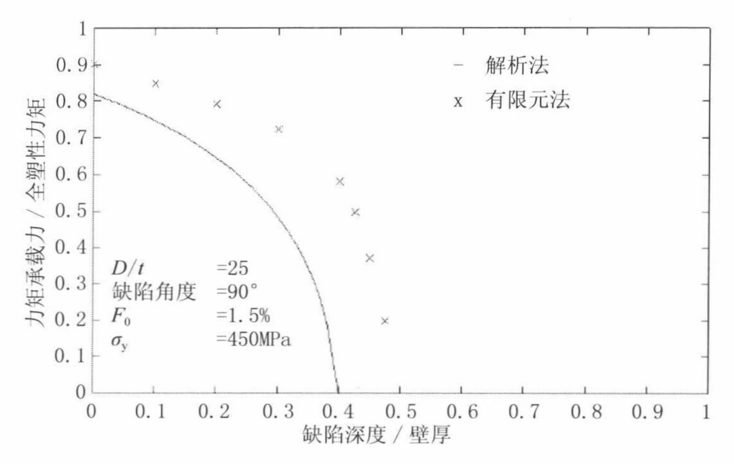


图 36.11　力矩承载力系缺陷深度的函数

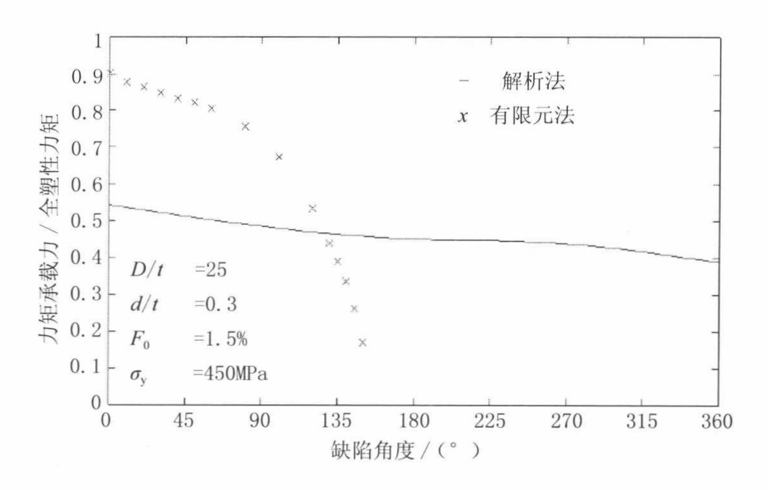


图 36.12　力矩承载力系缺陷角度的函数

如图 36.9 所示，压溃压力系缺陷深度的函数。导出解析解时，假定缺陷角度对压溃压力的计算微不足道。这一假定经由系列有限元分析的确认，在此 30° 和 90° 缺陷角度的结果均在同一图示中。如图 36.10 所示，对于缺陷深度为壁厚的 30% 的管道，压溃压力就是缺陷角度的函数。该图示中的有限元结果表明，发生缺陷时压溃压力有较大降低，然后仅随缺陷角度的加大而缓慢减小。总之，解析结果与有限元结果相吻合，这似乎适宜于缺陷深度和角度的整个范围。

对于受相当于 75% 压溃压力的外部超压作用的管道，如图 36.11 和图 36.12

所示的结果适用于无腐蚀管道，然后管道承受的弯曲逐渐加大，直至达到最大抗弯承载力。

如图 36.11 所示，力矩承载力系缺陷深度的函数，且解析结果与有限元法的结果非常吻合。图 36.11 所示的解析解的保守性主要因压溃条件所致。当缺陷角度变化时，未发现有相同的吻合结果。

力矩公式和压溃公式已分别显示与通过有限元法取得的结果和上述解析法结果非常吻合，后者如同 Miller（1988）的结果一样。根据图 36.9 和图 36.10 得出结论，即缺陷角度对压溃强度的影响甚少，因此可接受简化导出压溃公式。不过正是这种简化导致了图 36.12 的吻合不佳。

压溃强度甚至略微大于外部超压，就会产生明显的力矩承载力。由图 36.10 可见，在初始强度减小后，压溃承载力随缺陷角度缓慢下降。图 36.12 所示结果基于承受外部超压为 75% 压溃压力的管道，该压溃压力属无缺陷类似管道。

缺陷角度约为 150° 时达到这一压力水平，之后将不存在弯曲强度。从图 36.9 可见，解析式预测压溃强度高出有限元法所给结果的 5~10%，在此情况下产生了如图 36.12 所示的力矩承载力差异。

如果外部超压降低或缺陷深度较小，吻合度将明显加大。由图 36.13 可见，除缺陷深度外，输入数据均与如图 36.12 所示的输入数据一致。换言之，本文所述公式对载荷组合情形给出了最佳预测，而这种组合在外部压力压溃失效模式中却并非主导。

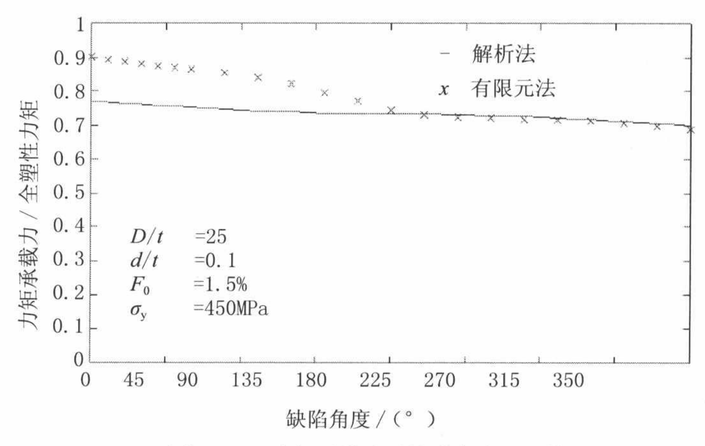


图 36.13　力矩承载力系缺陷宽度的函数

根据上述讨论所得结果，如果外部超压正好低于压溃压力，本文所述公式则

与有限元结果非常吻合。另一方面，如果外部超压接近腐蚀管道的压溃压力，则建议应进行更为综合的有限元分析。总之，相关公式表明，高压条件下的缺陷角度相较于缺陷深度而言对承载力的影响很小。

36.5.2 弯曲强度计算指南 Guidelines for Bending Strength Calculations

相关指南列示如下：

● 局部屈曲 / 压溃

对于承受复合应力、纵向力和弯曲的管道，可能会出现局部屈曲 / 压溃。失效模式可能是横截面发生压溃或者在管道的受压一侧出现屈曲。根据本指南进行核查，可对具有初始失圆度的腐蚀管道的局部屈曲估算出最大容许弯矩。需引起以注意的是，为了得出管道的最大容许弯矩，也需要对断裂极限状态进行核查。

● 局部屈曲和累积失圆度

由于安装作业和周期运行载荷而使失圆度增加，可能会加重局部屈曲，必须加以考虑。为估算管道生命周期内的失圆度，建议进行棘轮效应分析。

● 载荷和位移可控状态

局部屈曲核查可区分为载荷可控状态（弯矩）的核查及位移可控状态（应变水平）的核查。由于管道内所产生的弯矩与最大应变之间相互关联，可以通过基于应变的标准而不是弯矩标准来达到给定目标安全级别下的较高容许强度。本指南仅给出弯矩标准。

36.5.3 最大容许弯矩 Maximum Allowable Bending Moment

以下为 DNV[8] 的分项安全系数法，处于载荷可控状态的局部屈曲的容许弯矩可表示为：

$$\left(\frac{\gamma_F \cdot \gamma_C \cdot M_{F,C} + \gamma_E \cdot M_{E,C}}{\frac{M_C}{\gamma_R}}\right)^2 + \left(\frac{P_e}{\frac{P_C}{\gamma_R}}\right)^2 \leqslant 1 \tag{36-39}$$

式中：

$M_{F,c}$ 为功能性特征弯矩；

$M_{E,c}$ 为环境性特征弯矩；

M_c 为特征极限弯矩；

γ_F 为功能载荷的载荷安全系数；

γ_E 为环境载荷的载荷安全系数；

γ_C 为条件载荷系数；

γ_R 为强度阻力安全系数；

P_e 为外部特征超压；

P_c 为特征压溃压力（对于内部超压，P_c 等于无穷大）。

分项安全系数 γ_F、γ_E、γ_C 和 γ_R 仍需校准，但在此之前建议采用根据 DNV 1996 的下述安全系数（见表 36.1）。

表 36.1　根据 DNV’96的暂时性安全系数

安全系数 \ 安全等级	γ_F (1)		γ_E (1)	γ_C (2)				γ_R
	载荷组合 a	载荷组合 b	载荷组合 c	非平整海床	压力试验	刚性支撑	其他	
低	1.20	1.10	1.30	1.07	0.91	0.82	1.00	1.19
正常	1.20	1.10	1.30	1.07	0.91	0.82	1.00	1.32
高	1.20	1.10	1.30	1.07	0.91	0.82	1.00	1.52

注：

1. 载荷组合

a. 需应用于外部超压和载荷组合。

b. 适用于内部和外部超压。

c. 采用载荷组合 a 和 b 的最小值。

2. 可以组合使用载荷状态系数，例如适用于依托非平整海床的压力试验的载荷状态系数，$1.07 \times 0.91 = 0.97$。

外部超压状态下的极限弯矩

外部超压状态下的特征极限弯矩 MC 须计算如下：

如果 $\Psi \geqslant \beta$

$$\psi = \frac{\pi + k_1\beta}{2} + \frac{(\pi - k_1\beta)}{2}\frac{\gamma_F\gamma_C|F|}{F_y} \tag{36-40}$$

然后

$$M_c = 0.5D^2 t\sigma_y[k_2\sin(\beta) - 2sin(\psi)] \tag{36-41}$$

否则如果

$$\psi < \beta, \quad \psi = \frac{\pi - k_1\beta}{2(1-k_1)} + \frac{(\pi - k_1\beta)}{2(1-k_1)}\frac{\gamma_F\gamma_C|F|}{F_y} \tag{36-42}$$

然后

$$M_c=0.5D^2t\sigma_y[-k_2\sin(\beta)-2(1-k_2)\sin(\psi)] \tag{36-43}$$

式中：$F_y=(\pi-k_1\beta)Dt\sigma_y$

$$k_1 = 1-\left(1-\frac{d}{t}\right)\left(1+\frac{d}{D}\right), \quad k_2 = 1-\left(1-\frac{d}{t}\right)\left(1+\frac{d}{D}\right)^2 \tag{36-44}$$

式中：

D 为公称外径；

t 为公称壁厚；

d 为腐蚀深度；

σ_Y 为材料屈服强度；

β 为腐蚀宽度的一半；

Ψ 为弯曲面与塑性中和轴的夹角；

F_y 为实际纵向屈服力；

F 为实际纵向力。

外部超压状态下的压溃压力

外部压力 p_c 的特征承载力须计算如下：

$$p_c^2 - \left[2\frac{\sigma_y(t-d)}{D} + \left(1+6\frac{w_1}{t-d}\right)p_{el}\right]p_c + 2\frac{\sigma_y(t-d)}{D}p_{el} = 0 \tag{36-45}$$

式中：

$$p_{el} = \frac{2E}{1-\upsilon^2}\left(\frac{t}{D}\right)^3, \quad w_1 = \frac{f_0 D}{4}, \quad f_0 = \frac{D_{max}-D_{min}}{D} \tag{36-46}$$

式中：

E 为杨氏模量；

v 为泊松比；

h 为剩余壁厚；

f_0 为失圆度，不得小于 0.5%；

P_{el} 为弹性屈曲压力。

注：

（1）施工阶段内所造成的失圆度须包括在失圆度内，而外部水压或埋设位置力矩所致的失圆度则不

包括其中。
（2）需注意，内部超压时压溃压力设定为无限大。

外部超压状态下的极限弯矩

对于内部超压工况，所选择的特征极限弯矩 M_C 可作为以下两种情况的最小值：

管道受压一侧的腐蚀区域：

如果

$$\Psi \geqslant \beta \ , \quad \psi = \frac{\pi + k_1\beta}{2} - \frac{\gamma_F\gamma_C(\pi - k_1\beta)\left(\dfrac{F}{F_Y} - \dfrac{1}{2}\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)}{2\sqrt{1 - \dfrac{3}{4}\left(\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}} \tag{36-47}$$

然后

$$M_C = M_P\left[k_2\sin(\beta)\left(\frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} - \sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\eta}{\sigma_y}\right)^2}\right) + 2\sin(\psi)\sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\eta}{\sigma_y}\right)^2}\right] \tag{36-48}$$

否则如果 $\Psi < \beta$

$$\psi = \frac{\pi - k_1\beta}{2k_3} - \frac{\gamma_F\gamma_C(\pi - k_1\beta)\left(\dfrac{F}{F_Y} - \dfrac{1}{2}\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)}{2k_3\sqrt{1 - \dfrac{3}{4}\left(\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}} \tag{36-49}$$

然后

$$M_C = M_P\left[k_2\sin(\beta)\left(\frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} + \sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}\right) + 2k_4\sin(\psi)\sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}\right] \tag{36-50}$$

管道拉伸一侧的腐蚀区域：

如果

$$\Psi \geqslant \beta \ , \quad \psi = \frac{\pi + k_1\beta}{2} + \frac{\gamma_F\gamma_C(\pi - k_1\beta)\left(\dfrac{F}{F_Y} - \dfrac{1}{2}\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)}{2\sqrt{1 - \dfrac{3}{4}\left(\dfrac{\sigma_\theta}{\sigma_v}\right)^2}} \tag{36-51}$$

然后

$$M_C = M_P\left[k_2\sin(\beta)\left(\frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_{fail}} + \sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}\right) - 2\sin(\psi)\sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}\right] \tag{36-52}$$

否则如果

$$\Psi < \beta \;,\; \psi = \frac{\pi - k_1\beta}{2k_3} + \frac{\gamma_F\gamma_C(\pi - k_1\beta)\left(\frac{F}{F_Y} - \frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)}{2k_3\sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}} \tag{36-53}$$

然后

$$M_C = M_P\left[k_2\sin(\beta)\left(\frac{1}{2}\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} - \sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}\right) - 2k_4\sin(\psi)\sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y}\right)^2}\right] \tag{36-54}$$

下述数值须用于上述公式中：

$$M_p = 0.5 \cdot D^2 \cdot t \cdot \sigma_y, F_Y = (\pi - k_1\beta) \cdot D \cdot t \cdot \sigma_y$$

$$\sigma_\theta = (p_i - p_e)\frac{D + d}{2(t - d)}$$

$$k_1 = 1 - \left(1 - \frac{d}{t}\right)\left(1 + \frac{d}{D}\right)$$

$$k_3 = 1 - k_1, \quad k_4 = 1 - k_2 \tag{36-55}$$

式中：

σ_h 为管壁最薄部分的环向应力；

P_i 为外部特征超压。

上述表达式中有关腐蚀缺陷在管道受压和拉伸一侧的最小弯矩承载力系被用作局部屈曲和塑性压溃的最大容许弯矩。

36.6 结论 Conclusions

有关承受组合压力、轴向力和弯曲的腐蚀管道的屈曲 / 压溃强度可参见下述结论：

- 通过将 Timoshenko 和 Mohareb 公式扩展应用于无腐蚀管道，已经为承受压力、弯矩和轴向力的腐蚀管道导出了力矩承载力解析式；
- 解析解与常压腐蚀管道的 Miller 力矩承载力公式相吻合；

● 对腐蚀管道中正好低于压溃压力的外部超压，本文所述公式与有限元结果非常吻合。另一方面，如果外部超压接近腐蚀管道的压溃压力，则建议应进行更为综合的有限元分析。

● 对于内部超压，结果与使用有限元法得到的结果非常一致，尽管可能略微有些保守。

36.7 参考文献
References

[1] J.F. Kiefner and P.H. Vieth, A Modified Criterion for Evaluating the Remaining Strength of Corroded Pipe, RSTRENG Project PR 3-805 Pipeline Research Committee, American Gas Association, 1989.

[2] D.H.B. Mok, R.J. Pick, A.G. Glover and R. Hoff, Bursting of Line Pipe with Long External Corrosion, Int. Journal of Pressure Vessel and Piping, 1991.

[3] M.E. Mohareb, A.E. Elwi, G.L. Kulak and D.W. Murray, Deformational Behaviour of Line Pipe, Structural Engineering Report No. 22, University of Alberta, 1994.

[4] A.G. Miller, Review of Limit Loads of Structures Containing Defects, Int. 3 Pres. Ves. & Piping 32, 1998, pp 197-327.

[5] S.P. Timoshenko and J.M. Gere, Theory of Elastic Stability, McGraw-Hill International Book Company, 1961.

[6] Y. Bai, R. Igland and T. Moan, Tube Collapse under Combined Pressure, Tension and Bending, International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 3（2）, 1993, pp. 121-129.

[7] Y. Bai, R. Igland and T. Moan, Tube Collapse under Combined External Pressure, Tension and Bending, Journal of Marine Structures, Vol. 10, No. 5, 1997, pp. 389-410.

[8] DNV, Rules for Submarine Pipelines, Det Norske Veritas, 1996.

[9] S. Hauch and Y. Bai, Bending Moment Capacity of Pipes, Proc. of OMAE’99, 1999.



第 37 章　凹陷管道

Dented Pipelines

37.1 引言 Introduction

随着压力容器、管线和管道系统的应用日益广泛，越来越多的管道投入了使用，并经常出现凹陷和裂纹这样的机械损伤。这些损伤一般由第三方、作业活动、制造误差等所致。结构失效使油气从管道泄漏，会导致运行压力降低或停产、对人类和环境产生危险以及随之而来的重大经济损失。因为出现凹陷（尤其是焊缝处）是导致泄漏的原因之一，所以确定用于评估含裂纹凹陷管道结构完整性的基本原则非常重要。

本章将首先介绍含纵向和周向裂纹凹陷管道的爆破强度标准，随后对损伤管道的断裂评估予以研究，并评估加载、强度及建模中涉及的不确定性。本章第三部分开发了一个用于含裂纹凹陷管道的断裂可靠性模型，并基于可靠性对安全系数和不确定性建模进行修正，最后概述了总结和建议。

37.2 基于极限状态的凹陷管道标准 Limit-State based Criteria for Dented Pipes

37.2.1 概述 General

管道系统在油气输送中的应用日益广泛。放置于海床上的管道通常没有防护，会受到周期性加载和腐蚀性流体 / 气体的作用。管道系统的典型缺陷包括：

- 冲击或局部屈曲导致的凹陷；
- 腐蚀；
- 裂纹。

管道系统运行时的失效模式可分为：

- 正常使用极限状态（失圆度）；
- 最大极限状态。

基于极限状态方法的剩余强度评价需包含针对以下失效模式的评估：

- 失圆度；
- 断裂；
- 疲劳；
- 爆破；
- 压溃；
- 局部屈曲。

当在管道系统中发现损伤时，可能的行动有：

- 无；
- 海床干预；
- 降低运行压力和压力波动；
- 修理；
- 更换管段。

本节将介绍一组针对凹陷管道的极限状态设计公式，包括爆破、屈曲 / 压溃、疲劳以及断裂，可用于：

- 组合载荷作用下的深水管道；
- 深水中的金属立管；
- 高强度钢；
- 不同安全水平。

特别是用于凹陷管道的屈曲 / 压溃公式，为针对压力、轴向力、弯矩和扭转力矩等组合载荷作用而新近开发的。以下将对其中一些极限状态进行详细介绍。

37.2.2　正常使用极限状态（失圆度）Serviceability Limit-State（Out of Roundness）

失圆度是一种主要由清管工具确定的正常使用极限状态。最大容许失圆度为 2.5~5 %，而制造公差则在 0.5~1.5 % 之间。

如果测得的失圆度显著大于设计时假定的失圆度，就会对外部压力载荷作用下的预测压溃压力和弯矩承载力造成影响。

37.2.3 凹陷管道的爆破标准 Bursting Criterion for Dented Pipes

爆破标准为最大极限状态，设计时通常以最大容许内部过压的形式给出。爆破极限状态一般用于内部压力为主要载荷的管道的壁厚设计。裂纹、腐蚀及其大小、数量和方向对承载力有较大影响。凹陷管道的爆破标准可概述如下：

- 如果凹陷区域没有裂纹，那么凹陷管道的爆破强度接近于新管道的爆破强度；
- 因为在裂纹尖端处出现应力集中，所以凹陷区域的裂纹会降低爆破强度；
- 含裂纹凹陷管道的爆破实际上是一种断裂失效模式；
- 含裂纹凹陷管道的评估。

37.2.4 含裂纹凹陷管道的断裂标准 Fracture Criterion for Dented Pipes with Cracks

断裂标准是一种通常以最大容许拉伸应变形式给出的最大极限状态。管道设计中断裂极限状态基于通过管道尺寸和测量方法得到的壁厚和可测量最小裂纹尺寸。

如果测得的裂纹大于设计时假定的裂纹或测得的腐蚀缺陷深度大于管道的腐蚀裕度，那么预测断裂强度就会发生变化，应根据测量值更新断裂的计算值。

37.2.5 凹陷管道的疲劳标准 Fatigue Criterion for Dented Pipes

疲劳标准是一种通常以最大容许应力范围形式给出的极限状态，可根据 S-N 曲线法或断裂力学方法推导出最大容许应力范围。疲劳极限状态基于设计寿命及管道生命周期内的假定载荷周期。凹陷导致的高塑性变形会大幅降低管道的疲劳寿命。如果裂纹或腐蚀使横截面面积显著减小也会降低管道的疲劳寿命。

疲劳标准可分为周期性内部压力所致的疲劳及周期性纵向力和弯曲所致的疲劳。疲劳损伤受凹陷、裂纹和腐蚀的影响。

对于周期性压力载荷导致的疲劳凹陷管道：

● 无裂纹凹陷管道的疲劳可采用 S–N 曲线法予以计算，S–N 曲线法包含了凹陷导致的应力集中。设计需估算应力范围的容许周期数。

● 含裂纹凹陷管道的疲劳需根据考虑到裂纹生长和最终断裂的断裂力学方法予以计算。在断裂力学评估中定义正确的材料和缺陷输入数据非常重要。

对于周期性纵向力和弯曲导致的疲劳凹陷管道：

● 无裂纹凹陷管道的疲劳强度接近于新管道的疲劳强度。

● 应考虑到凹陷导致的应力集中，这类似于设计新管道。

37.2.6 凹陷管道屈曲和压溃的弯矩标准 Moment Criterion for Buckling and Collapse of Dented Pipes

37.2.6.1 压溃标准 Collapse Criterion

压溃标准为最大极限状态，设计时通常以最大容许外部过压的形式给出。压溃极限状态一般用于外部压力为主要载荷的管道的壁厚设计。裂纹、腐蚀及其大小、数量和方向对承载力有较大影响。

37.2.6.2 凹陷管道的屈曲 / 压溃 Buckling/Collapse of Dented Pipe

承载力公式基于以下机制：

● 应力分布为完全塑性屈服问题；

● 对处于内部压力、轴向力、弯曲以及扭转共同作用下的管道，通过对横截面上的应力进行积分可以得到完全塑性相互作用公式；

● 采用有限元模型对推导出的相互作用公式进行验证，参见 Hauch 和 Bai [1, 2]；

● 使用由 Fujikubo、Bai 和 Ueda [3] 推导出的塑性相互作用公式可将扭转作用包含在内。

当凹陷角小于弯曲面与塑性中和轴的夹角时，凹陷管道的弯矩承载力可表达为：

凹陷位于横截面的拉伸侧

$$M_{\text{dented}}=M_{\text{allowable}(F,p)}-0.5\frac{\eta_{\text{RM}}}{\gamma_C}M_1\left[\sin(\beta)-\beta\cos(\beta)\right]\left[\alpha\frac{p}{\eta_{\text{RP}}P_1}+\sqrt{1-\left(1-\alpha^2\right)\left(\frac{p}{\eta_{\text{RP}}P_1}\right)^2}\right] \quad (37\text{–}1)$$

凹陷位于横截面的压缩侧

$$M_{\text{dented}}=M_{\text{allowable}(F,p)}-0.5\frac{\eta_{\text{RM}}}{\gamma_C}M_1\left[\beta\cos(\beta)-\sin(\beta)\right]\left[\alpha\frac{p}{\eta_{\text{RP}}P_1}+\sqrt{1-\left(1-\alpha^2\right)\left(\frac{p}{\eta_{\text{RP}}P_1}\right)^2}\right] \quad (37\text{–}2)$$

式中：

$M_{\text{allowable}\ (F,p)}$为参见 Hauch & Bai [2]；

M_1 为极限弯矩（对于无损伤管道而言为塑性弯矩承载力）；

F_1 为极限纵向力（对于无损伤管道而言为纵向承载力）；

P_1 为极限压力（Thimoshenko 或 Haagsma 给出了外部极限压力，包含裂纹导致的较大不圆度及横截面面积减小，参见 Bai & Hauch [4]）。

对处于外部压力作用下的凹陷管道，其压溃强度可通过以下两点之间的曲线得到：

- 无凹陷管道的压溃压力（例如 Timoshenko 公式）；
- 凹陷非常深的管道的压溃压力或屈曲扩展压力。

α 系数是影响推导公式精确度的重要系数，最好根据实验和数值试验对其进行修正，建议可暂定为 $\alpha=0.25\frac{P_1}{F_1}$。

研究结论如下：

- 提出了用于计算含腐蚀缺陷或凹陷损伤（和裂纹）金属管道弯矩强度的一组新公式；
- 有限元方法为管道的载荷 – 挠曲特性提供了良好预测；
- 所开发的解析公式和有限元分析的结果与研究变量的范围吻合度较好；
- 提出用于低、中和高安全等级的载荷系数和利用系数；
- 作为 Hauch 和 Bai [2] 研究的扩展，制定了用于腐蚀管道和凹陷管道的完整设计标准。

37.3　含纵向裂纹的管道的断裂 Fracture of Pipes with Longitudinal Cracks

对分析进行以下假设：

- 使用弹塑性断裂力学；
- 假定凹陷是连续的并且长度不变；
- 凹陷（长度无穷大且宽度不变）最深处的缺口可认为是应力集中点，缺口的纵向长度 $L=2c$，深度为 a。

37.3.1　含纵向裂纹的管道的失效压力 Failure Pressure of Pipes with Longitudinal Cracks

纵向表面裂纹可为单独裂纹或许多排列紧密的平行裂纹。根据 Maxey 等人[5]，计算纵向缺陷失效应力的程序如下：

可通过 Kiefner 和 Veith 提出的公式[6]确定 Folias 系数 M_T：

$$M_T = \sqrt{1+0.6275x^2-0.003375x^4}\text{，当 } x \leqslant 7.07 \quad (37\text{–}3)$$

$$M_T=0.032x^2+3.3\text{，当 } x > 7.07 \quad (37\text{–}4)$$

式中：

x 为 $L/(Dt)^{1/2}$；

L 为裂纹的总长度（$L=2c$）；

D 为管道的标称外径；

T 为管道壁厚。

含纵向缺陷管道的失效压力可计算为：

$$P_c = \frac{4t\sigma_{flow}}{\pi D M_s}\cos^{-1}\left[\exp(-B)\right] \quad (37\text{–}5)$$

式中 σ_{flow} 为材料流动应力，辅助参数 M_S 和 B 可由下式得出：

$$M_s = \frac{M_T t - a}{M_T(t-a)} \quad (37\text{–}6)$$

$$B = \frac{\pi}{4L}\left(\frac{K_{mat}}{\sigma_{flow}}\right)^2 \tag{37-7}$$

式中：

a 为裂纹深度；

K_{mat} 为材料韧度，可通过 Charpy 冲击能量试验进行估算，如下文所述。

通过使用安全系数 γ，可计算出许用压力：

$$P = \frac{P_c}{\gamma} \tag{37-8}$$

可采用下节介绍的可靠性方法对安全系数 γ 进行修正。如果不修正，那么建议 γ=2.0。

37.3.2 含凹陷和纵向缺口的管道的爆破压力 Burst Pressure of Pipes Containing Combined Dent and Longitudinal Notch

Bilby–Cottrell–Swinden 位错模型 [7] 的断裂条件可由下式给出 [8]：

$$\sigma = \frac{2\sigma_p}{\pi}\cos^{-1}\left[\exp\left(-\frac{\pi K_{mat}^2}{8a\sigma_p^2}\right)\right] \tag{37-9}$$

式中：

σ 为失效（爆破）时的应力；

σ_p 为含缺陷缺口的管道的压溃应力，缺口的长度为无穷大，深度为 a。

这个模型已成功用于描述部分管壁缺陷失效，但在用于含缺陷凹陷管道前需进行修正，如下所述。

37.3.2.1 韧度修正 Toughness Modification

管道韧度通过 Charpy 能量 C_v 进行度量。这种度量可以对管道韧度进行良好的定性，但与断裂韧度参数 K_{mat} 并无理论关系，因而有必要在 K_{mat} 和 C_v 之间使用经验关系。

Battelle K_{mat}– C_v 关系是在力学损伤管道全尺寸试验的非线性回归基础上推导出来的，但并未考虑到凹陷导致材料变形并使断裂韧度下降的情况。Nederlanse

Gasunie 对 K_{mat}- C_v 关系进行了修正：

$$K_{mat}^2 = 1\,000\frac{E}{A}(C_v - 17.6) \tag{37-10}$$

式中：

K_{mat} 为材料韧度 /（$N/mm^{3/2}$）；

C_v 为夏比能量 /J；

E 为杨氏模量 /（N/mm^2）；

A 为 Charpy 试验的截面面积 /mm^2，通常 A=80 mm^2。

37.3.2.2 顺度修正 Compliance Modification

Bilby–Cottrell–Swinden 位错模型适用于无限体中的内埋裂纹，对于其他几何体和裂纹形状就有必要引入弹性顺度系数 Y（或称为几何函数 Y）。Heald 等人[8] 对重新排列公式和引入 Y 进行了介绍，应力强度系数（SIF）K 可表达为

$$K = Y\sigma_p\left[\frac{8a}{\pi}\ln\left(\sec\left(\frac{\sigma}{\sigma_p}\frac{\pi}{2}\right)\right)\right]^{1/2} \tag{37-11}$$

本章将使用 Newman 和 Raju[9] 介绍的用于金属板表面裂纹的几何函数。对处于张力和弯曲共同作用下的宽金属板，应力强度系数 K 为张力项和弯曲项之和：

$$K = \frac{F}{\sqrt{Q}}\sigma\sqrt{\pi a} + H\frac{F}{\sqrt{Q}}\frac{6M}{t^2}\sqrt{\pi a} \tag{37-12}$$

式中的系数 F、Q 及弯曲修正系数 H 由 Newman 和 Raju 给出。

37.3.2.3 几何函数 Geometry Function

几何修正系数 Q、F 和 H 可由以下公式得出：

$$Q = 1 + 1.464\left(\frac{a}{c}\right)^{1.65}，当\frac{a}{c} \leqslant 1 \tag{37-13}$$

式中：

c 为凹陷长度的一半。

$$F = \left[M_1 + M_2\left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3\left(\frac{a}{t}\right)^4\right]f_\phi g f_w \tag{37-14}$$

式中：

$$M_1=1.13-0.09\frac{a}{c}$$

$$M_2=-0.54+\frac{0.89}{0.2+\left(\frac{a}{c}\right)}$$

$$M_3=0.5-\frac{1}{0.65+\left(\frac{a}{c}\right)}+14\left(1-\frac{a}{c}\right)^{24}$$

$$g=1+\left[0.1+0.35\left(\frac{a}{t}\right)^2\right](1-\sin\phi)^2$$

式中：

ϕ 为椭圆裂纹的参量角。

函数 f_ϕ 为根据内埋椭圆裂纹解得到的角函数

$$f_\phi=\left[\left(\frac{a}{c}\right)^2\cos^2\phi+\sin^2\phi\right]^{1/4} \qquad (37\text{–}15)$$

有限宽度修正系数函数 f_w 为

$$f_w=\left[\sec\left(\frac{c}{D}\sqrt{\frac{a}{t}}\right)\right]^{1/2} \qquad (37\text{–}16)$$

式中：

$$p=0.2+\left(\frac{a}{c}\right)+0.6\left(\frac{a}{t}\right)$$

$$H_1=1-0.34\left(\frac{a}{t}\right)-0.11\left(\frac{a}{c}\right)\left(\frac{a}{t}\right)$$

$$H_2=1+G_1\frac{a}{t}+G_2\left(\frac{a}{t}\right)^2$$

以及

$$G_1=-1.22-0.12\left[\frac{a}{c}\right]$$

$$G_2=0.55-1.05\left(\frac{a}{c}\right)^{0.75}+0.47\left(\frac{a}{c}\right)^{1.5}$$

37.3.2.4 凹陷管道的弯矩 M 和单轴拉伸应力 σ Bending Moment M and Uniaxial Tensile Stress σ in a Dented

凹陷管道的弯矩 M 和单轴拉伸应力 σ 的解由 Shannon [10] 给出。这些复杂公式可通过以下关系予以近似表达：

$$\sigma = \sigma_{\mathrm{H}}\left(1-1.18\frac{D_{\mathrm{d}}}{D}\right) \tag{37-17}$$

$$M=0.85\sigma_{\mathrm{H}}tD_{\mathrm{d}} \tag{37-18}$$

式中：

σ_{H} 为标称环向应力；

D_{d} 为凹陷深度。

将 σ 和 M 代入式（37–16）得到：

$$K=\frac{F}{\sqrt{Q}}\left(1-1.8\left(\frac{D_d}{D}\right)+5.1H\left(\frac{D_d}{t}\right)\right)\sigma_{\mathrm{H}}\sqrt{\pi a} \tag{37-19}$$

因而几何函数 Y 可表达为

$$Y=\frac{F}{\sqrt{Q}}\left(1-1.8\left(\frac{D_d}{D}\right)+5.1H\left(\frac{D_d}{t}\right)\right) \tag{37-20}$$

当满足以下临界条件时材料将失效：

$$K=K_{\mathrm{mat}} \tag{37-21}$$

式中 K_{mat} 与 Charpy 能量 C_{v} 相关。

37.3.2.5 流动应力修正 Flow Stress Modification

当存在缺陷时，对塑性失效应力度量更为精确的是压溃应力。根据 B31G，管道矩形缺陷的压溃应力为

$$\sigma_{\mathrm{p}}=\sigma_{\mathrm{f}}\frac{t-a}{t-aM_{\mathrm{T}}^{-1}} \tag{37-22}$$

式中 σ_{f} 为无缺陷管道的流动应力，根据 API[11] 可估算为：

$$\sigma_{\mathrm{f}}=a\sigma_{\mathrm{y}} \tag{37-23}$$

式中 σ_{y} 为管道的屈服强度，参数 α 约为 1.25, 当 σ_{y} 增加时 α 减小。

37.3.3 爆破强度标准 Burst Strength Criteria

失效时的临界应力可从式（37–11）和式（37–21）得到

$$\sigma = \frac{2\sigma_{\mathrm{p}}}{\pi}\cos^{-1}\left(\exp\left(-\frac{\pi K_{\mathrm{mat}}^2}{Y^2 8a\sigma_{\mathrm{p}}^2}\right)\right) \tag{37–24}$$

爆破强度由下式得出：

$$P = 2\sigma\frac{t}{D} \tag{37–25}$$

根据失效评估图（FAD），也可以通过使用 PD6493[12] 介绍的程序得到上述爆破强度，需要迭代求解包括安全系数在内的评估公式，与周向裂纹所述情况相同。

37.4 含周向裂纹管道的断裂 Fracture of Pipes with Circumferential Cracks

假定凹陷最深处的缺口为应力集中点，其连续（长度无穷大且宽度不变）并且周向长度为 $2c$，深度为 a。

37.4.1 断裂条件和临界应力 Fracture Condition and Critical Stress

根据 PD6493，断裂失效评估曲线公式可由下式给出：

$$K_{\mathrm{r}} = S_{\mathrm{r}}\left(\frac{8}{\pi^2}\ln\left(\sec\left(\frac{\pi}{2}S_{\mathrm{r}}\right)\right)\right)^{-1/2} \tag{37–26}$$

其中：

$$K_{\mathrm{r}} = \frac{K_{\mathrm{I}}}{K_{\mathrm{mat}}} + \rho \tag{37–27}$$

式中：

ρ 为塑性修正系数；

K_I 为应力强度系数，由以下公式确定：

$$K_I = Y_\sigma \sqrt{\pi a} \tag{37-28}$$

式中 Y_σ 可分为主要应力项和次要应力项

$$Y_\sigma = (Y_\sigma)_p + (Y_\sigma)_s \tag{37-29}$$

应力比 S_r 定义为净截面应力 σ_n 与流动应力 σ_{flow} 之比

$$S_r = \frac{\sigma_n}{\sigma_{flow}} \tag{37-30}$$

37.4.2 材料韧度 K_{mat} Material Toughness, K_{mat}

标准全尺寸 C_v（夏比 V 形缺口）和 K_{mat} 之间存在几种统计相关性。Rolfe 和 Novak [13] 开发了以下用于钢材上平台韧度的相关性：

$$K_{mat} = \sigma_y \sqrt{\frac{0.6459 C_v}{\sigma_y} - 0.25} \tag{37-31}$$

式中：

K_{mat} 的单位为 MPa（mm）$^{1/2}$；

C_v 为 mm–N；

σ_y 为 MPa。

37.4.3 净截面应力 σ_n Net Section Stress, σ_n

根据 PD6493，含表面缺陷管道的净截面应力为

$$\sigma_n = \frac{\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 9\sigma_m^2 (1-\alpha)^2}}{3(1-\alpha)^2} \tag{37-32}$$

式中：

σ_b 为弯曲应力；

σ_m 为膜应力；

$$\alpha = \frac{\left(\frac{2a}{t}\right)}{\left(1+\frac{t}{c}\right)};$$

$$\sigma_b = \frac{M}{t^2/6}。$$

式中 M 为通过将式（37–18）的 σ_H 替换为标称轴向应力 σ_{AX} 得到。

37.4.4 最大容许轴向应力 Maximum Allowable Axial Stress

失效时的临界应力可通过迭代求解包括安全系数在内的 PD6493 2 级失效评估图（式 37–26）得到。

37.5 基于可靠性的评估 Reliability–based Assessment

37.5.1 设计公式与极限状态函数 Design Format vs. LSF

37.5.1.1 设计公式 Design Format

如果仅考虑内部压力，式（37–8）给出的分项安全系数法的设计公式为

$$P_c \geqslant \gamma P_L \tag{37–33}$$

式中：

P_c 为依据标准的管道特征强度；

P_L 为特征载荷（内部压力）；

γ 为安全系数。

通过将式（37–24）和式（37–25）代入式（37–33）可得到运行中含裂纹凹

陷管道的新设计公式，并且考虑了断裂标准：

$$P_L \leqslant \frac{1}{\gamma} \cdot 2\frac{t}{D} \cdot \frac{2\sigma_p}{\pi} \cos^{-1}\left[\exp\left(-\frac{\pi K_{mat}^2}{Y^2 8a\sigma_p^2}\right)\right] \tag{37-34}$$

新设计公式中的所有参数均可参见上述章节。应注意的是这些参数的特征值将被用于估算设计压力。

37.5.1.2　极限状态函数
Limit State Function

可基于特定工况的失效标准得出极限状态函数。在等效应力超出流动应力的情况下，管道的不可控撕裂点处会发生爆破，爆破失效将导致管道断裂。基于新断裂标准的极限状态函数可表达为

$$g(Z) = 2\frac{t}{D} \cdot \frac{2\sigma_p}{\pi} \cos^{-1}\left[\exp\left(-\frac{\pi K_{mat}^2}{Y^2 8a\sigma_p^2}\right)\right] - P_L \tag{37-35}$$

式中 Z 为与新设计公式相关的一组随机变量。通过引入包括模型误差在内的归一化随机变量（详见下文），新极限状态函数可由下式给出：

$$g(Z) = \frac{4t_c\sigma_{fc}}{\pi D_c} X_M X_i X_f X_s^{-1} \cos^{-1}\left[\exp\left(\frac{-\pi M_s^2 K_{mat}^2}{\sigma_{fc}^2 Y^2 8aX_Y^2 X_f^2}\right)\right] \tag{37-36}$$

式中 PL 为设计压力，可由新设计公式（37- 34）估算；通过将不确定性引入相应随机变量可分别由式（37-6）和（37-10）得出参数 M_S 和 K_{mat}；而下标 c 则表明为相应变量的特征值。

37.5.2　不确定性的度量
Uncertainty Measure

需对设计公式中涉及的不确定性予以考虑，每个随机变量 X_i 可定义为：

$$X_i = B_X \cdot X_C \tag{37-37}$$

式中 X_C 为 X_i 的特征值，而 B_X 为能够反映 X_i 不确定性的归一化变量。表 37.2 给出了上述变量的统计值。

37.6 设计样例 Design Examples

给出的样例引自对已有凹陷管道进行的实际评估，用以验证提出的模型并证明其在损伤管道结构完整性评估中的应用性。

37.6.1 案例说明 Case Description

分析基于表 37.1 给出的数据，数据来自一根已有管道。

表 37.1 管道的基本输入数据

管道外径，D	1066.8 mm
管道屈服强度，σ_y	413.7 N/mm^2
材料	API 5L60
管道壁厚，t	14.3 mm
设计压力，P	1.913 MPa
凹陷深度，D_d	45 mm
试验静水压	30 kg/cm^2

37.6.2 参数测量 Parameter Measurements

用于可靠性分析的不确定性参数如表 37.2 所示。

表 37.2　基本概率参数说明

随机变量	说明	平均值	协方差
壁厚系数，X_t	正态分布	1.04	0.02
流动应力系数，X_f	正态分布	1.14	0.06
流动应力模型，X_M	正态分布	0.92	0.11
最大压力系数，X_P	耿贝尔分布	1.05	0.02
裂纹长度系数，X_L	正态分布	1.00	0.10
裂纹深度，a	指数分布	0.10	1.00
凹陷深度系数，X_D	正态分布	0.90	0.05
Y 函数系数，X_Y	对数正态分布	1.00	0.10
夏比能量，C_V	对数正态分布	63.0	0.10
杨氏模量，E	正态分布	210	0.03

37.6.3　可靠性评估 Reliability Assessments

可分别使用 STRUREL[14] 和 PROBAN[15] 的方法进行断裂可靠性评估。

凹陷深度对断裂可靠性的影响如图 37.1 所示。可以看出如果凹陷深度不大，失效概率就不会发生明显变化，但失效概率随着凹陷深度的增加而显著增加。

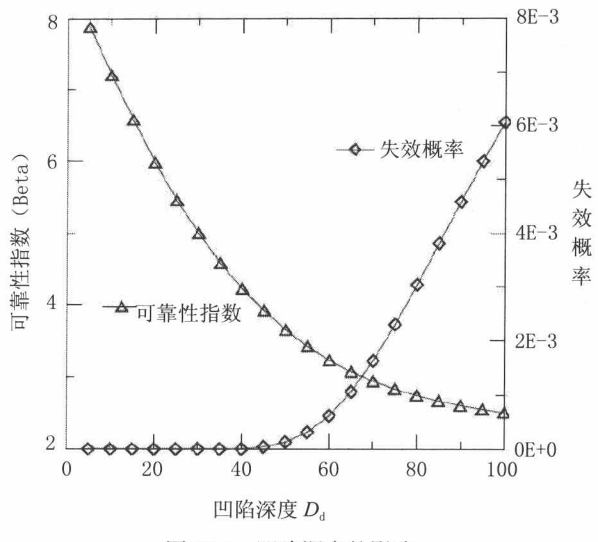


图 37.1　凹陷深度的影响

失效概率和可靠性指数与凹陷深度和壁厚比 D_d/t 的变化结果如图 37.2 所示。需注意的是这个比值为影响管道断裂强度的重要因素，因为凹陷底部的应力集中与凹陷深度成正比。

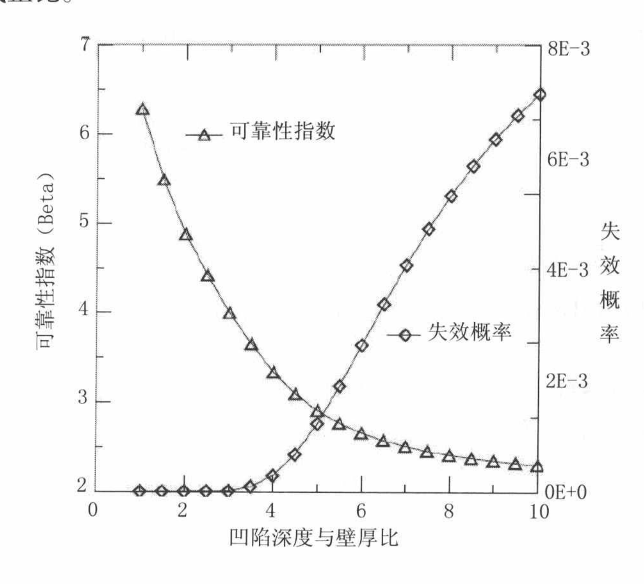


图 37.2　凹陷深度与壁厚比（D_d/t）的影响

凹陷深度与外径比 D_d/D 的参数研究结果如图 37.3 所示。从图中可以看出当 D_d/D 比超过一个特定值（例如 4%）时，失效概率迅速增加，因而对于 D_d/D 较大的情况应予以关注。

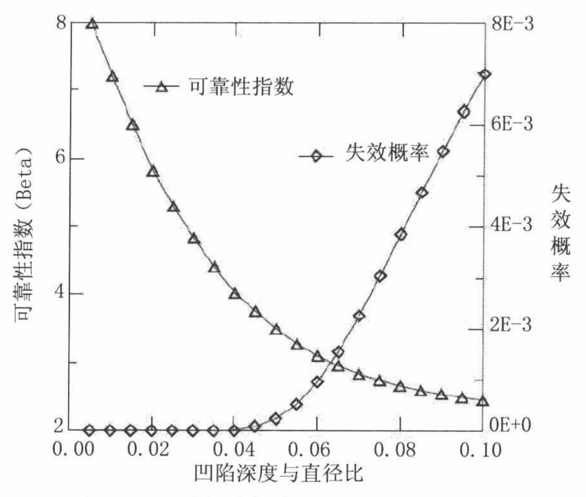


图 37.3　凹陷深度与直径比（D_d/D）的影响

裂纹深度与管道壁厚比 a/t 对断裂可靠性的影响的研究结果如图 37.4 所示。从图中可以看出 a/t 比对断裂可靠性有较大影响，可靠性随着裂纹深度的增加而迅速降低。

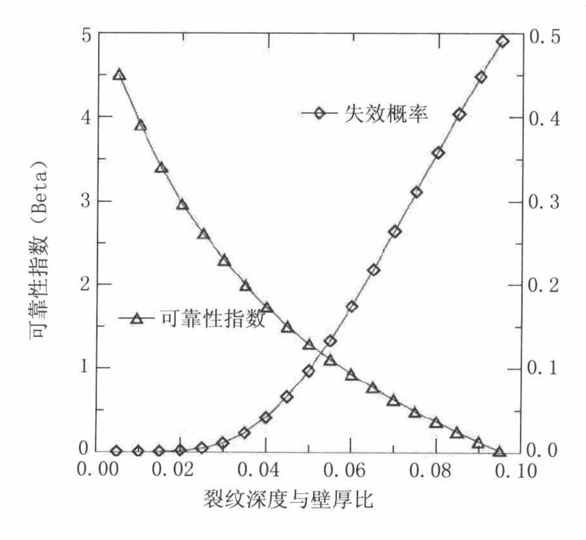


图 37.4　裂纹深度与壁厚比（D_d/t）的影响

37.6.4 敏感性研究
Sensitivity Study

从图 37.1 可以看出，一些重要因素对可靠性指数有着极大影响。这些因素对不同目标安全水平的影响的研究结果如表 37.3 所示[16]。除了上述参数，表中还列出了其他主要参数研究结果，其中安全系数的变化范围设置为 γ=1.6~2.2，并基于表 37.3 给出的基本输入参数进行了研究。表中列出研究工况和基本工况的不同参数及特定分布类型、平均值及协方差。从表 37.3 得到的参数研究情况更为明确，应注意到裂纹深度 a 对可靠性指数的影响非常大。在实际工程中，由于压力容器的可测量性不同，根据具体情况裂纹深度会有所不同。不同裂纹尺寸均有相应的修正安全系数。裂纹尺寸可采用对数正态分布[17]。在这种情况下，根据表 37.3 的比较结果，应注意到可靠性指数有了较大增长。因而为了得到合理结果，基于对实际情况的考虑而选择合适的裂纹深度非常重要。从表 37.3 可以看出估算的可靠性指数对模型不确定性很敏感。解读此结果时，重要的是应了解结果在很大程度上取决于所选择的不确定性模型。X_M 即使只发生较小变化也会导致可靠性指数发生较大改变（见图 37.5）。因而需进行深入研究，包括试验和通过检查获取额外信息。根据此表，还应注意的是管道壁厚的不确定性对可靠性指数也会造成较大影响。这与预计的情况一致，因为壁厚是管道的重要设计参数。

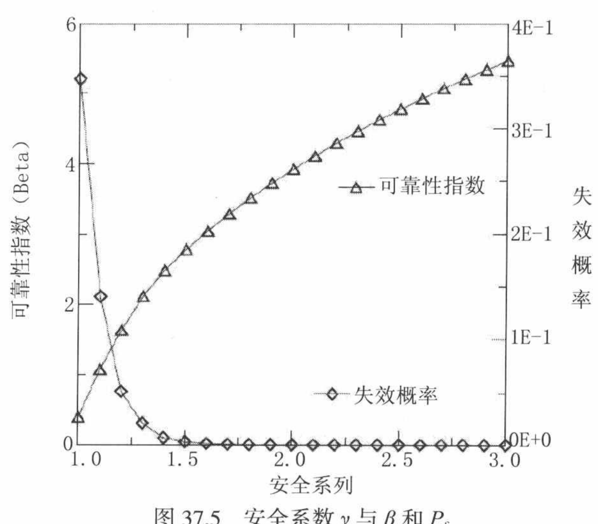


图 37.5　安全系数 γ 与 β 和 P_f

表 37.3　参数研究

参数研究		γ=1.6		γ=1.8		γ=2.0		γ=2.2	
		β	P_F	β	P_F	β	P_F	β	P_F
X_M	N（0.92,0.11）	3.048	115E–02	3.516	219E–03	3.926	432E–04	4.293	882E–05
	N（1.0,0.1）	3.298	487E–03	3.768	824E–04	4.183	144E–04	4.557	260E–05
	N（（1.0,0.2）	2.140	162E–01	2.457	700E–2	2.712	334E–02	2.921	174E–02
a	EXP（0.1）	3.048	115E–02	3.516	219E–03	3.926	432E–04	4.293	882E–05
	EXP（0.18）	2.436	742E–02	2.861	211E–02	3.241	595E–03	3.588	167E–03
	LN（0.09,1.0）	3.664	124E–03	4.297	868E–05	4.812	747E–06	5.240	806E–07
X_d	N（0.9,0.05）	3.048	115E–02	3.516	219E–03	3.926	432E–04	4.293	882E–05
	N（0.9,0.10）	2.990	139E–02	3.440	291E–03	3.833	632E–04	4.186	142E–04
	N（0.9,0.15）	2.909	185E–02	3.334	428E–03	3.708	105E–03	4.043	246E–04
X_t	N（1.04,0.02）	3.048	115E–02	3.516	219E–03	3.926	432E–04	4.293	882E–05
	N（1.04,0.05）	2.910	181E–02	3.355	397E–03	3.742	912E–04	4.088	218E–04
	N（1.04,0.10）	2.508	608E–02	2.881	198E–02	3.197	694E–03	3.474	257E–03
X_Y	LN（（1.0,0.10）	3.048	115E–02	3.516	219E–03	3.926	432E–04	4.2593	882E–05
	LN（1.0,0.20）	2.808	249E–02	3.197	695E–03	3.536	204E–04	3.838	621E–04
	LN（1.0,0.30）	2.624	435E–02	2.991	139E–02	3.317	454E–03	3.613	151E–03
C_v	LN（63.0,0.1）	3.048	115E–02	3.516	219E–03	3.926	432E–04	4.293	882E–05
	LN（63.0,0.2）	2.843	223E–02	3.251	574E–03	3.605	156E–03	3.917	448E–04
	LN（63.0,0.3）	2.530	570E–02	2.845	222E–02	3.102	962E–03	3.313	462E–03

注：表中所用的分布类型包括：N – 正态分布，LN– 对数正态分布，EXP – 指数分布。

37.7 参考文献 References

[1] S. Hauch, and Y. Bai, Use of Finite Element Analysis for Local Buckling Design of Pipelines, OMAE’ 98, 1998.

[2] S. Hauch, and Y. Bai, Bending Moment Capacity of Pipes, OMAE’ 99, 1999.

[3] M. Fujikubo, Y. Bai and Y. Ueda, Dynamic Elastic-plastic Analysis of Offshore Framed Structures by Plastic Node Method Considering Strain Hardening Effects, International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 1 （3）, pp. 220-227, 1991.

[4] Y. Bai, and S. Hauch, Analytical Collapse of Corroded Pipes, ISOPE ’ 98 , 1998.

[5] W. A. Maxey et al., Ductile Fracture Initiation, Propagation and Arrest in Cylindrical Pressure Vessels, ASTM STP 514, 1972.

[6] J.F. Kiefner, and P.H. Vieth, A Modified Criterion for Evaluation the Remaining Strength of Corroded Pipe, RSTRENG, Project PR-3-805 Pipeline Research Committee, American Gas Association, 1989.

[7] B. A. Bilby, A. H. Cottrell, and K. H. Swinden, The Spread of Plastic Yield from a Notch, Proc. Roy. Soc. （A272）, 1963, pp. 304.

[8] P.T. Heald et al., Fracture Initiation Toughness Measurement Methods, Mat. Sci. and Eng., Vol. 10, 1971, pp. 129.

[9] J.C. Newman, and I.S. Raju, An Empirical Stress-Intensity Factor Equation for the Surface Crack”, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 15, 1981, pp. 85 -191.

[10] R.W. Shannon, The Mechanics of Low Stress Failure which Occur as a Result of Severe Mechanical Interference - A Preliminary Hypothesis, ERS R. 571, 1973.

[11] API, 5L Specifications, America Petroleum Institutes, 1993.

[12] BSI: PD6493, Guidance on Methods of Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures, British Standard Institute, 1991.

[13] S.T. Rolfe, Slow Bend KIC Testing of Medium Strength High Toughness Steels, ASTM STP 463, American Society of Testing and Materials, Philadelphia, USA, 1970.

[14] STRUTEL, A Structural Reliability Analysis Program System, RCP Consult, Munchen, Germany, 1996.

[15] PROBAN, General Purpose Probabilistic Analysis Program, DNV, 1996.

[16] Y. Bai, and R. Song, Fracture Assessment of Dented Pipes with Cracks and Reliability-based Calibration of Safety Factors. Int. Jour. Pressure Vessels and Piping, Vol. 74, 1997, pp. 221-229.

[17] F. Kirkemo, Application of Probabilistic Fracture Mechanics of Offshore Structures, Proc. of OMAE, Houston, USA. 1988.

第 38 章　管道检测和海底修复

Pipeline Inspection and Subsea Repair

38.1 管道检测
Pipeline Inspection

38.1.1 引言
Introduction

管道检测是管道完整性管理的一部分，旨在保持管道处于最佳状态。检测工作需遵从的规则是管道安全规范，在多数情况下需对管道定期进行检测。管道安全规范[1]要求运营商必须确保在有效状态下以有效的工作顺序和完善的修理技术对管道进行维护。实际上，管道运营商所表现出的兴趣也在于管道的高效安全运行，以满足相应机构的要求并节省环境、生产损失和失效的修理成本。管道检测包括内部检测和外部检测。海底管道的外部检测是通过目视来确定管道的外部条件，诸如混凝土配重层、槽沟和混凝土沉排的损失、海生物、阳极损耗和腐蚀、悬跨段和整体屈曲状态以及外部载荷所致的损伤。海底管道的内部检测一般通过无损检测技术和智能清管器技术进行，如轴向和周向磁通量泄漏技术、超声技术、涡流技术和其他技术。

表 38.1 对海底管道的常见检验和检测法进行了概述。表中的缩略语定义如下：

RATS 为绳索技术员；绳索技术系在通过其他手段难以达到或存在危险的高处和深处进行工作的一种手段。

GI 为采用侧扫声呐的通用图像检测；

GVI 为采用摄像机的通用目视图像处理。

NDT 为无损检测；

FMD 为浸水构件探测；

CP 为阴极保护；

ROTV 为遥控拖曳机器人；

WROV 为工作类遥控机器人。

表 38.1　管道检测法[2, 3]

检测	检验平台	类型 / 方法	构件	备注 / 限制
RATS	基于平台	目视摄像机、无损检测技术	立管	下降至浪溅带，气候
潜水员	基于平台或动力定位船	目视摄像机、无损检测技术	立管、管道、接合部结构、陆地部分	深度、海流、气候、海况、HSE
陆地部分 GI	沿岸测量船	船壳类、声学类、CP 软管	管道	仅在近岸，气候、潮汐、1m 海况、渔具
结构 GVI	石油平台或动力定位测量船，3 台球状遥控机器人	目视摄像机、无损检测技术、FMD	张力腿、结构构件、立管	气候、2m 海况、海流、能见度
管道 GI	测量船、ROTV	拖曳式侧扫声呐、声学类	管道、结构物	仅为海底结构物，不能停止，海流限制，2m 海况
管道 GVI	动力定位测量船、WROV	动力定位跟踪潜水艇、目视摄像机、CP	立管、管道、结构物	海流约束、能见度；4.5~5m 海况

智能清管器的应用从 20 世纪 80 年代初期平均每年约 2% 增至 90 年代的 8% 左右。通过传感器技术以及数据处理、存储和分析技术的研发，智能清管器承包商的检测能力已持续得到提升。尽管在清管器机械设计和检测技术方面有了长足发展，但不应把智能清管器视为绝对可靠的工具。应意识到每一种不同的工具在检测能力方面均存在固有限制。行业内不满意于检测结果的各种经历都是在强调这一点。对结果不满意的主要原因业已清楚；不是理念问题，而是管道的特性和运行风险。的确有许多管道的设计并不或从未考虑智能清管作业[4]。

本章将不详细述及海底管道的外部检测，因为有关外部检测出错方面的证明原因和解决方案已在本章的多数章节均有涉及。本章将对海底管道内部检测用的智能清管器进行描述。并对不同类型的可用清管器及其不同的性能和限制进行概述。

38.1.2 金属损耗检测技术 Metal Loss Inspection Techniques

38.1.2.1 概述 General

有些技术如清管技术可应用于管道检测，但不同的技术和工具在检测能力方面存在固有局限性，应加以考虑。所选清管器类型取决于检测目的和所需检测数据的性质。

虽然采用智能清管工具进行管道检测的目标会时有变化，但总体上均要求对事关多数油气管道运营商的金属损耗进行探测。

有一些技术应用于金属损耗检测，如智能清管器[5]，它们是：

- 磁通量泄漏；
- 超声波；
- 高频涡流；
- 远场涡流。

38.1.2.2 磁通量泄漏 Magnetic Flux Leakage

原理

约有 90% 的金属损耗检测是采用磁通量泄漏（MFL）清管器进行的。因此，磁通量泄漏技术可视为管道检测中最为重要的金属损耗（如腐蚀和孔蚀）探测技术。

磁通量泄漏技术基于使管壁磁化并感应金属损耗缺陷的磁通量泄漏及其他特性。从磁通量泄漏的信号图像中可以识别出金属损耗腐蚀缺陷，不过也可识别其他特性如环形焊缝、缝焊、阀门、配件、附近金属物体、磕伤、凹痕、研磨缺陷、环形焊缝缺陷和较大的非金属夹杂物。

磁性

磁通量泄漏清管器配有较大的磁轭组件，用于使轴向管壁发生磁化。磁轭组件由支撑杆、永久磁铁、极靴和磁刷构成，如图 38.1 所示。磁轭组件和管壁的组合被称为磁路。磁路中的磁性阻力被称为磁阻，为使管壁上的磁通量密度也即磁性水平较大，应使磁阻最小化。磁阻的最小化系通过优化磁轭组件的设计和采用较大导磁率的钢材予以实现。采用永久磁铁的强度来表示磁力。今天所使用的最强永久磁铁系由 Nd-Fe-B 制成。另外，电磁铁可作为磁力源来取代永久磁铁。

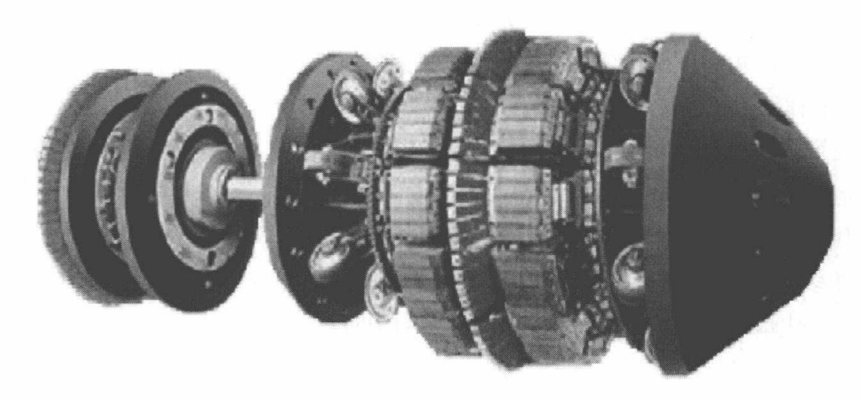


图 38.1　典型的磁通量泄漏清管器

除了磁轭组件的设计外，管壁磁性取决于壁厚、工具移动速度和管道材料。想要得到良好的磁通量泄漏信号，所需的最小管壁磁性为 1.6Tesla。管壁磁性水平较低，测量时对所有类型的干扰均较为敏感。磁化水平较高即超过 1.7Tesla 时，性能最佳。移动穿过管壁的磁场会在管壁中感应出涡流。速度较大时，这些涡流致使管壁磁化水平较低并使缺陷处的磁通量泄漏场发生变形。对于厚壁管道和 / 或工具移动速度较大时，会出现一个管壁不再被充分磁化的点。

传感器和分辨率

磁通量泄漏工具通过管道时在管壁与工具之间形成磁路。一般而言，磁刷将磁通量从工具传送至管壁，当磁铁处于相反位置时，就会产生椭圆形磁通流动。高磁场磁通量泄漏工具使管壁出现磁通量饱和，使得管壁不再吸收更多的磁通量。剩余的磁通量则从管壁中泄漏，安放位置最佳的三轴霍尔效应传感器头可精确测定泄漏场的三维向量。

有两类传感器应用于感应磁通量泄漏场。在过去多采用线圈传感器，因其能

够以任何形状成形且无需电源。缺点在于其要求以最小的速度移动工具并需集成获取绝对磁通量泄漏场时差信号的功能。现在，已有越来越多的磁通量泄漏清管承包商在使用霍尔效应传感器，其优点在于测量绝对磁场时敏感、所需空间小（也即进行点测量），而且不限制工具移动的最小速度。霍尔效应传感器的主要缺点是其需要电源。

在管道上以周向和轴向设定测量网格。网格的分辨率对于小缺陷的可探测性和确定大小具有重要作用；因此，仅借助于细网格才能得到最佳性能。周向网格间距系由周向传感器间距确定，而轴向则由取样频率确定。不同的磁通量泄漏清管器的传感器间距介于 8mm 和 100mm 之间。轴向取样距离则介于 2.5mm 和 5mm 之间。有待探测和正确确定大小的最小缺陷其宽度等于传感器间距，其长度则约为轴向取样距离的三倍。

在智能清管业，低分辨率和高分辨率磁通量泄漏清管器之间在测量质量上存在明显的差别。但是应予注意，有关高低分辨率的适当定义却并不存在。所以，被称为高分辨率的磁通量泄漏清管器实际上并不确保具有良好的结果。

许多磁通量泄漏清管器均含有附加传感器，用以区别内部和外部缺陷并测定壁厚变化情况。内部 / 外部区别的确定系借助于仅对内部缺陷敏感的传感器进行。多数承包商均把弱磁铁的使用与放置在磁轭组件外部第二个传感器圆环内的磁场传感器相结合，其用于当磁铁相对于管壁的提离距离随内部金属损耗缺陷而增加时测定磁场的减弱情况。有些承包商则使用可置于磁轭组件内部的近距离涡流探头。

壁厚的测量值系通过以霍尔效应传感器来测定轴向背景磁场的方式得出。轴向背景磁场系相对于管壁磁化以及管道壁厚而言。

数据分析

磁通量泄漏清管器记录着需进行分析的大量数据。多数承包商均已研发相关软件，其可自动分析数据并探测相关特征。然而，仍需进行手动分析和数据核查，以获取最精确的缺陷数据。

磁通量泄漏信号与缺陷大小之间为间接非线性关系。所以，良好的数据分析算法显得至关重要。缺陷长度可根据磁通量泄漏信号的起始予以精确测定。缺陷宽度的精度有限，系根据邻近传感器所测定的周向信号分布所致确定。缺陷深度系与集成信号幅度相关，但必须对缺陷长度和长度 / 宽度比进行修正。对于长度大于 3t（t= 壁厚）或 30mm 的缺陷，这一关系趋于线性。对于缺陷长度小于 3t 或 30mm 的缺陷，金属损耗缺陷深度与磁通量泄漏信号之间的关系越来越非线性化

并与长度相关，因此所确定的缺陷尺寸在精度上要差一些。

性能和限制

缺陷的可探测性水平与管壁内的磁化水平、管道所产生的磁通量泄漏噪声以及金属损耗缺陷的几何形状高度相关。管道材料影响着磁噪声水平。尤其是无缝管所产生的磁噪声水平较高，而另一方面电阻焊制造工艺则使得磁通量泄漏噪声水平相对较低。另外，管线钢在非金属夹杂物数量方面的质量也影响着磁噪声水平。

缺陷的几何形状对缺陷的可探测性影响重大。主要是缺陷深度和宽度，也即金属损耗垂直于管道轴的横截面面积，对可探测性的影响甚重。缺陷长度对缺陷可探测性的影响次之。总之，对于非常短的缺陷（针孔状孔蚀、周向裂纹）和非常长的平滑缺陷（轴向坡口、全面腐蚀），其可探测性和确定大小的性能均会减弱。用于测定绝对轴向磁场的霍尔效应传感器则比线圈传感器更利于测定平滑坡口。

在最佳条件下，磁通量泄漏清管器可探测到 5% 壁厚损耗的凹孔，但多数磁通量泄漏承包商则规定凹孔可探测性介于 10% 和 40% 之间的壁厚损耗，此时需考虑到管壁磁化和管线制造工艺有着较大的影响。在最有利环境下，一般缺陷和孔蚀缺陷的深度测量精度在置信度为 80% 时约为管壁厚度的 10%。

轴向凹孔和坡口深度大小的确定需要一个依据数据分析的较好的长度 / 宽度修正系数，并对缺陷宽度进行精确测定。总之，轴向凹孔的大小确定其精度较小。人们已经发现，长宽比大于 2 且宽度小于传感器间距的缺陷深度会被严重低估。在最佳条件下，轴向凹孔的深度测量精度在置信度为 80% 时约为管壁厚度的 +10% 与 −20% 之间。轴向凹孔和坡口深度大小的确定需要一个依据数据分析的较好的长度 / 宽度修正系数。条件最有利时，其确定大小的精度可与一般缺陷和孔蚀缺陷的精度一致。

适用性

可在下述条件下应用磁通量泄漏清管器：

- 最大速度为 5m/s，但最好介于 0.5 和 3m/s；
- $D/t>15$，但 $D/t<30$ 时需采取预防措施，以确保充分磁化以及测量结果真实可靠；
- 管径为 4in 至 60in 不等；
- 所有类型的产品。

38.1.2.3 超声波清管器 Ultrasonics Pig

原理

如图 38.2 所示，超声波清管器将使用与管壁隔开一定距离的超声波传感器。需在传感器与管壁之间进行流体耦合。由传感器发射声脉冲，其在管壁的内外表面上进行反射。对这两种回声的持续时间进行探测，给出了管道剩余壁厚的直接测量值。脉冲发射与第一次回声之间的持续时间被用于确定隔开距离。隔开距离的加大若结合壁厚减小，则表明存在内部金属损耗。壁厚减小而隔开距离却保持不变，则说明存在外部金属损耗、层状结构或夹杂物。因（剩余）壁厚太薄之故，外壁回声无法与内壁回声进行区分。

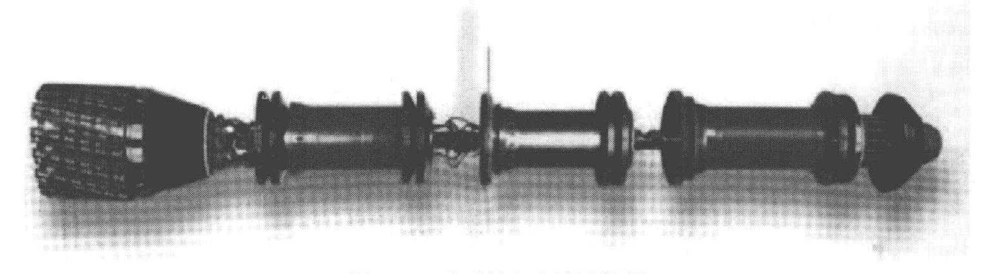


图 38.2 典型的超声波清管器

传感器

超声波清管器则利用压电式超声波传感器，其发射 5MHz 的声脉冲。传感器与管壁隔开一定距离放置。一般而言，传感器和隔开距离的选择应使管壁上的超声波束散布小于 10mm。最先进的超声波清管器的周向传感器间距约小于 10mm。其结果，最小可探测的凹孔直径约为 10mm。对于待探测的凹孔，必须在轴向进行多次测量，测量次数约为 4~5 次。取样频率取决于超声波传感器的发射频率和清管器移动速度。在最佳环境下，轴向取样距离约为 3mm。

对于厚壁管道内金属损耗的精确监控，超声波技术优于磁通量泄漏技术。在气体或多相管道中，可在大量液体如乙二醇中操作超声波工具予以实现。从超声波工具的最大容许速度来看，气体驱动式清管器段塞流的速度偏离需予以适当控制。为了避免测量期间清管器段塞流出现停顿并随后高速抛出，人们已就气体管道内清管器段塞流的动力学展开广泛研究，以确定最佳参数设置。超声波工具的最大容许速度系由超声波传感器的发射频率所确定，在过去其被限定为约 1m/s。

不过，由于电子学的发展，发射频率已有提升，目前允许的最大速度约为 3m/s。

数据分析

超声波信号的解读比起磁通量泄漏信号则更为直接。隔开距离和壁厚信号均给出管壁的直接映射，其说明了各种腐蚀缺陷。粗糙表面和内部垃圾均会导致信号损失，同样需对此进行识别。另外，叠层结构、夹杂物、环形焊缝、阀门和 T 型接头均易于识别。现在的缺陷探测和大小确定均全自动实现，但是数据核查通常仍以手动方式进行。

性能和限制

超声波清管器的优点在于其比磁通量泄漏清管器能更好地认定缺陷尺寸。缺陷探测从 10mm 长度开始。表面长度约为 20mm 时，探测概率变大。在置信度为 80% 时，凹孔的剩余壁厚深度测量精度约为 ±1mm，全面腐蚀则为 ±0.5mm。小的凹孔可以忽略。采用最先进的工具可实现这一要求。

深度测量误差系绝对值，与公称管壁厚度无关。但是，更小管壁的相对误差则会明显变大。多数管道运营商得出结论，即超声波更为适用于厚壁管道而不是薄壁管道。在不建议使用超声波清管器的情况下，一般选择 7mm 的壁厚阈值。

内外管壁回声的大小必须超过有待探测的预设阈值。回声信号可能因缠绕、表面粗糙、探头倾斜和表面轮廓曲率而减弱。测量期间管道底部的污秽可能会掩饰住多数重要的缺陷。

例如，因腐蚀所致的管道内表面粗糙，可能会致使内管壁出现双重偏转，从而导致工具忽略产生于外管壁上的第二次偏转。在未意识到这一不足时，金属损耗所呈现的外管壁的深度则是完全错误的。

适用性

可在下述条件下应用超声波清管器：

- 管径为 6in 至 60in 不等；
- 速度从 1m/s 至 3m/s；
- 管壁厚度大于 7mm；
- 仅适用于液体产品，除非可在大量液体中操作该工具。

38.1.2.4　高频涡流
High Frequency Eddy Current

原理

高频涡流（HFEC）技术的研发系应用于监控厚壁小直径管道的内部腐蚀。

高频涡流近距离传感器被安装在聚氨基甲酸酯传感器载体上，用于两种不同类型的测试即所谓的整体和局部测量。局部测量传感器用于测定传感器至管壁间的距离。整体传感器则用于测定从载体中心至局部传感器的距离。局部和整体传感器的测量组合给出了管道的内部结构，由此可确定内部孔蚀和腐蚀情况。

涡流原理所依据的现象是，发射器线圈中的交流电在附近的任何导体中通过感应电磁耦合感应出交流电或涡流。导体中的涡流反过来则在附近的其他导体中感应出电流，从而可经由第一个导体建立起从发射器线圈至第二个导体的间接电磁耦合。因此，接收器线圈可通过管壁与发射器线圈实现间接耦合。通过将接收器线圈设计成 8 字形，可抵消发射器与接收器线圈之间的直接电磁耦合，而接收器线圈仅对通过管壁的间接电磁耦合给出响应。接收器线圈的相位和幅度则对线圈与管壁之间的距离高度敏感。通过合理选择涡流的频率和相位，可发出对管壁材料性能并不敏感的信号。

性能和限制

传感器的几何形状已实现优化，使得长度超过 10mm、深度超过 1mm 的内部孔蚀和全面腐蚀均应得到探测并确定尺寸，其精度为 ± 1mm、最大深度为 8mm。而且该技术可精确测定内径的缩小情况诸如凹痕和椭圆度。

高频涡流技术仅能测定内部缺陷，外部缺陷则无法测定。测定时对管道内产品和垃圾并不敏感。

适用性

可在下述条件下应用高频涡流清管器：

- 管径为 6in 至 12in 不等；
- 最大速度为 5m/s；
- 所有类型的产品；
- 仅在关注内部腐蚀时。

38.1.2.5 远场涡流 Remote Field Eddy Current

远场涡流（RFEC）应用可追溯至 20 世纪 50 年（井壁检测），但该技术用于管道检测则尚未通过试验阶段。

远场涡流技术采用相对较大的螺线管励磁线圈，置于管道内部且与管道同轴，其采用低频交流电在管壁中产生涡流。在 2 至 3 个管径距离处（远场）放置一个或多个接收器，由其探测穿过管壁两次（励磁器上向外，接收器上向内）的涡流。

接收信号和远场与励磁场之间相位滞后的幅度给出了有关壁厚损耗和材料性能变化（电导率和导磁率）的信息。由于两次穿过管壁，远场涡流技术对内部和外部管壁损耗的敏感性相同。

探测和确定尺寸的性能取决于管径、壁厚、磁导率和工具移动速度。工具移动速度被限定为低于 0.5m/s，因采用低频产生涡流之故。可采用远场涡流技术进行检测的最大壁厚取决于测试频率以及管道磁导率。碳钢管道的最大可检测厚度约为 10~12mm。

38.1.3　非金属损耗检测用途的智能清管器 Intelligent Pigs for Purposes other than Metal Loss Detection

38.1.3.1　概述 General

从广义上说，如果不把金属损耗探测包括在内，那么采用智能清管器的管道检测则可归类为下述五种检测能力：

- 裂纹探测；
- 测径；
- 路径测量；
- 悬跨段探测；
- 泄漏探测。

本节的目的在于简要描述目前可结合上述检测要求而使用的工具和技术。

38.1.3.2　裂纹探测 Crack Detection

英国天然气公司已根据超声波轮式探头开发出一种裂纹探测清管器。这种清管器被称为弹性波检测仪，能够在气体和液体管道内运行。首台原型机系内含 32 个轮式探头的 36in 清管器。另外，已制造出 30in 清管器。这种技术所面临的主要困难是在使误传信号最少化的同时如何进行数据解读。不过，近年来英国天然气公司已就数据分析算法展开很多工作，以使实际裂纹与虚假迹象得以区分。英国天然气公司声称，通过其对数据分析的最新改进已显著降低了误传信号的数量。

PTX 公司曾研发出一种超声波裂纹探测清管器，其旨在探测洁净液体管道中的内外纵向裂纹。该工具也能探测出纵向焊缝中的潜在疲劳裂纹。需引起注意，这种清管器不能在气体管道内运行，除非在液体段塞中。这一概念的关键是管道需由大量的超声波压电式传感器（一台 24in 清管器需 512 个）所完全覆盖。

38.1.3.3 测径 Calipering

测径清管器可测定内部轮廓结构的各种变化，如凹痕、椭圆度和内径转变，其主要目标是探测机械性损伤和 / 或确保柔性较小的金属损耗检测清管器能运行通过管道。测径清管器的设计一般较为灵活，能穿过内径缩小 25% 的管道。

多数测径清管器均配备有机械传感器（棘爪），可顺着管壁内轮廓行走。一般而言，此类清管器能够探测出凹痕和 1~2% 管径的内径缩减。机械式测径清管器的缺点是会从垃圾或固态石蜡中产生误读数据。可提供机械式测径清管器服务的知名承包商有 Pipetronix 公司、Enduro 管道服务公司和 TD Williamson 公司（TDW）。有一些工具已具备测定弯曲半径的附加能力。

H Rosen 工程（HRE）公司所提供的服务系借助于一种采用近距离涡流探头的测径清管器，其被称为电子定径清管器（EGP）。有 8 个探头被安装在清管器前端或后端的锥形头部内。这种清管器的优点在于清管器非常坚固，对垃圾或石蜡则不敏感。当有需要时，可为电子定径清管器安装一个更大的锥形头部，由此可将敏感性从约 1.5% 内径缩减提升至约 0.5% 内径缩减，而付出的代价仅为清管器的灵活性。

38.1.3.4 路径测量 Route Survey

BJ 管道服务公司（正式名称 Nowsco）的 Geopig 清管器系用于路径测量的市场领先设备。Geopig 清管器系由加拿大 Pulsearch 公司于 80 年代中期开发，旨在测定加拿大活动性永久冻土区域内“诺曼威尔斯”管道的沉陷情况。Geopig 清管器能够在单次运行中确定整条管道的经度、纬度、高度、弯曲位置和曲率以及中心点。Geopig 清管器的心脏部分是一个捷联式惯性测量单位，其位置精度为 0.5m/km、最大半径曲率为 100m。两个固定环安装有超声波探头，用于测定管道的内部结构。在液体管道内则采用无阻尼未聚焦式 2.5MHz 传感器。用于气体管道的传感器系在 250kHz 下运行，所需最小内部压力为 10bar。声呐在管壁上的覆盖范

围为 10mm 直径区域。声呐测定凹痕深度的精度为 ±2.5mm。

有些管道运营商已发现可以较好地将 Geopig 清管器用于评估管道隆起屈曲的结构以及抛石的必要性。Geopig 清管器的替代产品系由 Pipetronix 提供的 Scout 清管器，其借助于内置陀螺仪进行惯性导航。

38.1.3.5 悬跨段探测 Freespan Detection

英国天然气公司已基于中子反向散射技术开发出埋地与涂层评估（BCA）清管器，其旨在探测悬跨段。然而，埋地与涂层评估清管器在商业上并不算成功，因其在遥控机器人检测方面的竞争力有限。

近来，HRE 公司已基于伽马射线技术开发出悬跨段探测清管器。BJ 管道服务公司则声称，当 Geopig 清管器（参见上一节）通过未受支撑的管段时能够通过测定管道的变化来探测悬跨段，但这一功能尚未经现场实证。

38.1.3.6 泄漏探测 Leak Detection

有两种类型的清管器可应用于泄漏探测。

第一类旨在以声学方式通过逃逸噪声来探测流动液体管道内的泄漏情况。声学清管器系由 Maihak 公司提供，近来奥地利的 TUV 公司也有提供。采用此类清管器，考虑探测泄漏率约为每小时 10 升的泄漏量是可行的。

第二类清管器旨在通过清管器测量流动或差压来探测已关闭管道内的泄漏情况。此类清管器系由 Pipetronix 公司和 H Rosen 工程公司提供服务。

38.2 管道修理方法 Pipeline Repair Methods

38.2.1 传统修理方法 Conventional Repair Methods

海底管道的损伤可以不同方式进行修理，其取决于水深以及损伤的类型和程

度。本节将描述不同类型的传统修理方法，目前被用于修理小于 300m 水深中的海底受损管道。这一最大水深限制就是潜水约束结果的一种实际呈现。非传统管道修理法则考虑应用于非潜水和超过 300m 水深的情形。不同的修理方法及其适用水深的对比结果如表 38.2 所示。

表 38.2 修理方法与适用水深对比 [6]

修理方法	水 深		
	0~50m	50~300m	>300m
修理管卡	√	√	√（备注 1）
高压焊接	√（备注 2）	√	N/A
机械连接器	√	√	√（备注 1）
表面焊接	√（备注 3）	N/A	N/A

注：
1. 该项技术适用于非潜水安装（采用遥控机器人）以及可非潜水安装的硬件如修理管卡和机械连接器。
2. 高压焊接在小于 20m 的水深中并不实用，需采用其他修理方案。
3. 表面焊接的水深限制系取决于管道大小、重量和船舶提升能力。

不同类型的传统修理方法可概述如下 [7]：

- 非关键性修理工作；
- 少量修理需安装销孔类修理管卡；
- 中等修理需安装对开套管类修理管卡；
- 重大修理需安装替换用搭接管。

非关键性干预工作如选跨度校正、阳极滑撬改装和抛石等通常考虑作为计划中的预防措施，以降低发生紧急情况的风险。对于非泄漏类管道少量和中等损伤的局部修理工作，可利用修理管卡，没有必要对管道系统采取应急停输措施。对于导致或可能导致产品泄漏的管道重大损伤，无例外需要立即进行生产停输和减压处理，以允许割除受损管段并通过表面焊接 / 高压焊接技术或机械连接器而采用搭接管进行替换。进行表面焊接时，其工艺要求管道的受损管段处在浅水区内，水深一般不大于 30m。应允许通过设施齐全的母船将管道抬升至水面，并因此可以在干燥环境中实施修理工作。

38.2.2 日常维护修理 General Maintenance Repair

本节内容涉及短期内不会危及管道安全的非关键性修理工作，因此可以成为既定维护计划的一部分。实例包括：

- 腐蚀涂层修复；
- 沉没重量矫正；
- 阴极保护修理；
- 跨段矫正程序；
- 工程回填材料（抛石）的设置。

38.2.2.1 腐蚀涂层修复 Corrosion Coating Repair

海底管道的腐蚀涂层修复工作可在两种不同环境中进行，见下：

- 海洋条件——海水中的涂层；
- 高压条件——居住舱内干燥条件下的涂层。

对特殊部位的任何重大修理，其需要通常就说明了进行涂层修复的相关条件。修理海底管道时不可能仅修复腐蚀涂层。

38.2.2.2 沉没重量矫正 Submerged Weight Rectification

在沉没管道系统中，由混凝土配重层形成负浮力。如果在管道暴露于海床上的位置处损失混凝土配重层，那么系统的稳性和结构完整性则会受此影响。如果情况恶化，则可能有必要采取一些矫正措施以使管道系统得以稳定并受到保护。这些补救措施可包括：

- 混凝土套管的安装；
- 工程回填材料的设置；
- 砂袋或水泥袋的放置；
- 稳定用沉排或鞍形托架的放置。

对于因管道暴露或损失配重层而提出稳定和保护要求的每一种情况均应予以分析，以评估其重量矫正的要求。

混凝土套管的安装

如果使用混凝土套管，受损混凝土配重层则可予现场更换。预制类编织套管可环绕受损管段进行缝合与捆扎，随后通过位于水面船舶甲板上的相应设施泵满水泥浆。请参见图 38.3。

套管的制作需适应管道大小和涂层的要求，并具有充分的柔性以适应管道不平整的表面。一般而言，其可提供的长度最大为 6m。管道底面须能够进入其中，以使套管的安装成为可能。这种做法可用于局部或一次性修理工作，但对于强度更大的修理要求则显得有些昂贵。

工程回填材料的设置

如果采用该方法，则需定位工程回填材料，以使配重层的受损段完全被埋地，并因此形成必要的保护和稳性（见图 38.4）。

砂袋或水泥袋的放置

砂袋或水泥袋的使用可以类似于工程回填材料的方式进行，以使管道受损段形成局部覆盖和埋地。需依靠潜水员将砂袋或水泥袋放置在管道系统的周边（见图 38.3）。与采用工程回填材料的类似作业法相比，该作业法的劳动强度更大，因此对于管道配重层的高强度修理在经济影响方面会受到限制。

与此类似的相关方法则常被视为局部跨段矫正的组成部分。

稳定用沉排或鞍形托架的放置

采用这一方法时，须在管道系统上对柔性沉排或混凝土鞍形托架进行定位，以形成所需稳性和保护。在各种情况下，通常均在已暴露管道的上方使用海底操作架来完成实际的定位作业。总之，考虑采用柔性沉排比起混凝土鞍形托架更为合适，因其对海床的瞬变状况具有更大的适应力（见图 38.5）。

这一做法可应用于相当多的情形，已成为一次性或更大强度修理工作的通用方法。

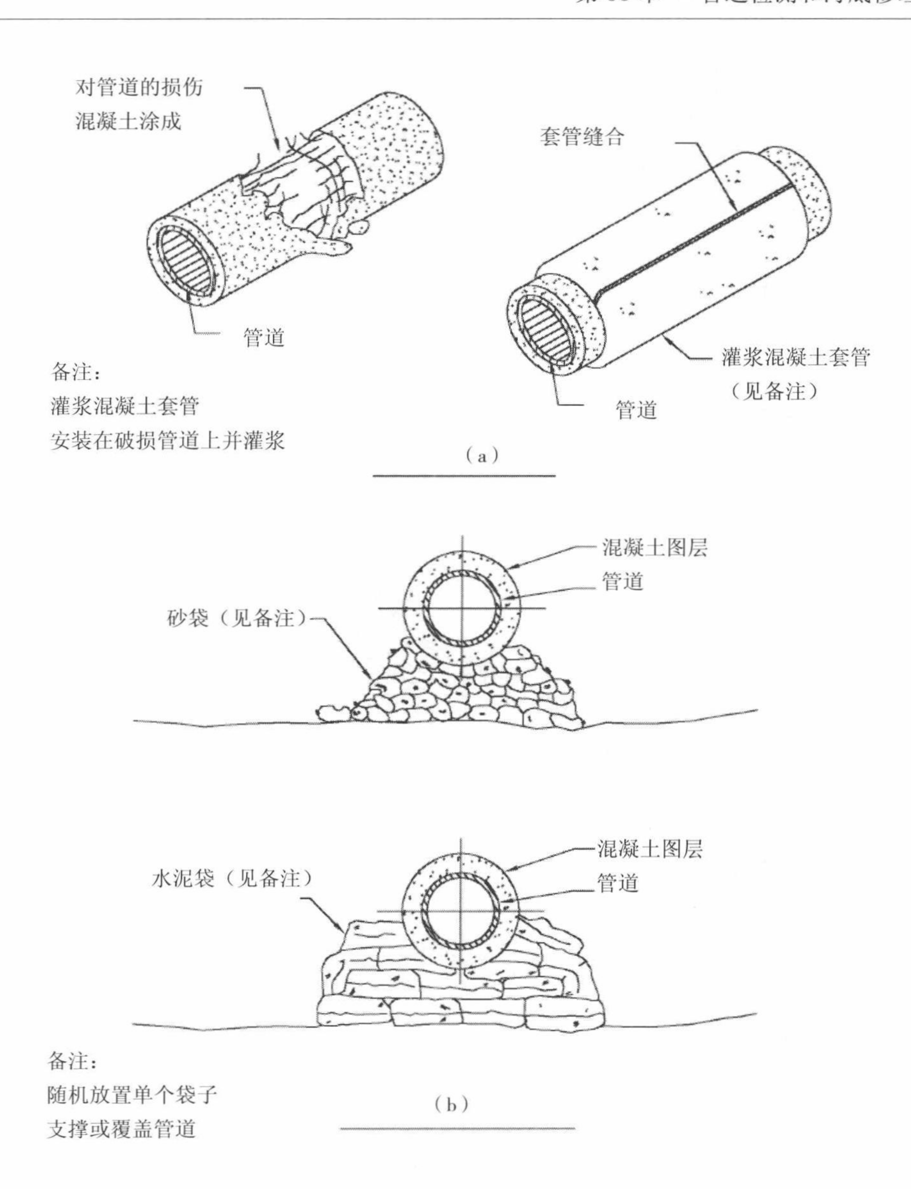


图 38.3　混凝土套管、水泥袋和砂袋修理的典型方法

（a）灌浆套管修理　（b）水泥袋或砂袋修理

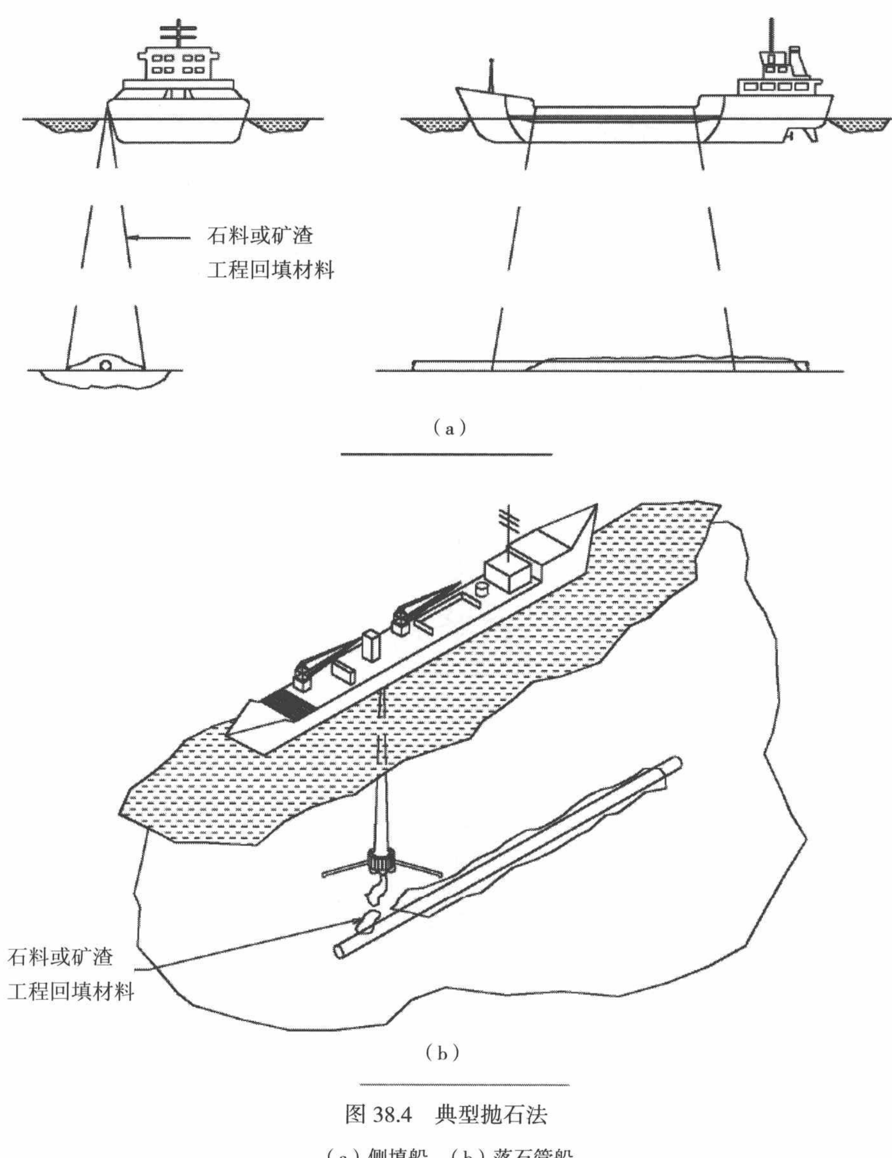


图 38.4　典型抛石法
（a）侧填船　（b）落石管船

38.2.2.3　阴极保护修理 Cathodic Protection Repairs

如果管道系统的阴极保护设施显示其性能不正常，则需要对此进行修理。这

一失效性的原因可能在于阳极受损或过早耗尽，系阴极保护设计较差或出现腐蚀

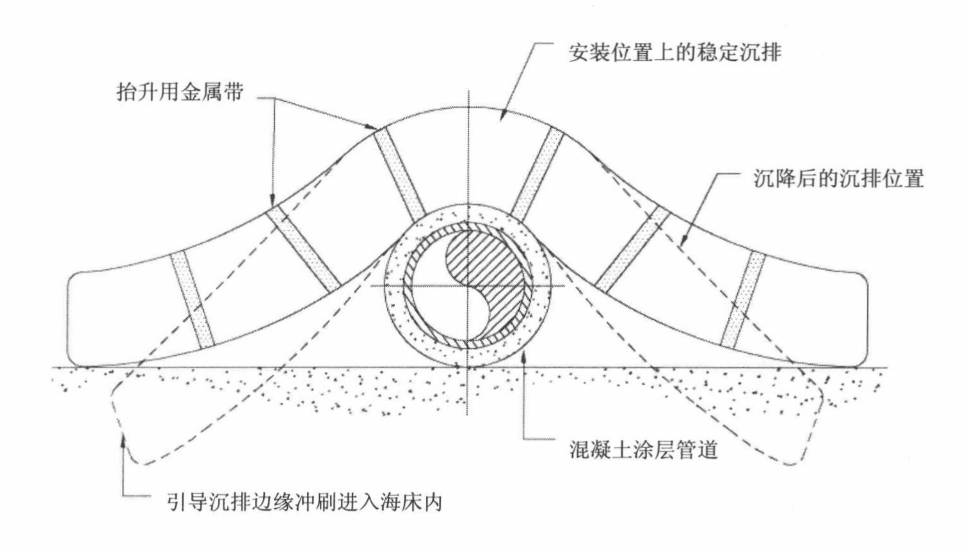


图 38.5　稳定用沉排类稳定法

可采用引入并连接阳极“滑撬”的方式来达到额外的阴极保护。这些阳极“滑撬”沿着管道以规定间隔实现连接并与管道处在最小间隔距离内，在给定情形下需对这两项要求进行优化。

阳极“滑撬”电缆末端与管道之间的电气连接一般采用机械螺钉予以实现，或者将初始阳极“湿法”焊接到在位垫板内。采用螺钉连接虽然概念较为简单，但已知随着时间的推移其电气连接将出现松动。因此建议把“湿法”焊接到在位垫板或金属带上的技术作为电气连接的首选方法。

38.2.2.4　管道跨段矫正
Pipeline Span Rectification

在管道系统的设计寿命内，由于冲刷或砂波经过等诸多因素的影响会形成不可接受的悬跨段。管道设计阶段内的惯常做法是为所有的施工与运行阶段计算出系统所许可的跨段。对于注满水、空气或天然气的管道，均需计算出静态和动态条件下的容许跨段。与此相应，可绘出“最不利工况”包络线，其可作为设计容许跨度标准的基础。

已存在的任何跨段均可通过后续的定期检测计划进行探测。跨段评估和支撑

方法也应考虑到所提议的管道沉没重量的任何变化。

如果管道跨段超过容许跨段标准，则须采取跨段矫正措施。一般的跨段矫正措施系在不可接受的管道跨段长度内安装离散支撑，以此缩小跨段实际长度。也有必要设置工程回填材料以填充支撑物之间的空隙并确保管道系统实现平滑延伸。

在水面供应船出发之前，修理承包商应与公司磋商并提出跨段支撑物的设计及其安装方法。应进行设计计算，以使支撑物符合下述要求：

- 支撑物的定位需使管道的所有相关悬跨条件均得以满足；
- 在对支撑物的计算间距进行水平定位时须将实际安装公差包含在内；
- 支撑物在其剩余的设计寿命期内稳定且对管道形成完全支撑；
- 支撑系统不易受冲刷的影响；
- 通过支撑安装以防止出现管道的侧向移动。

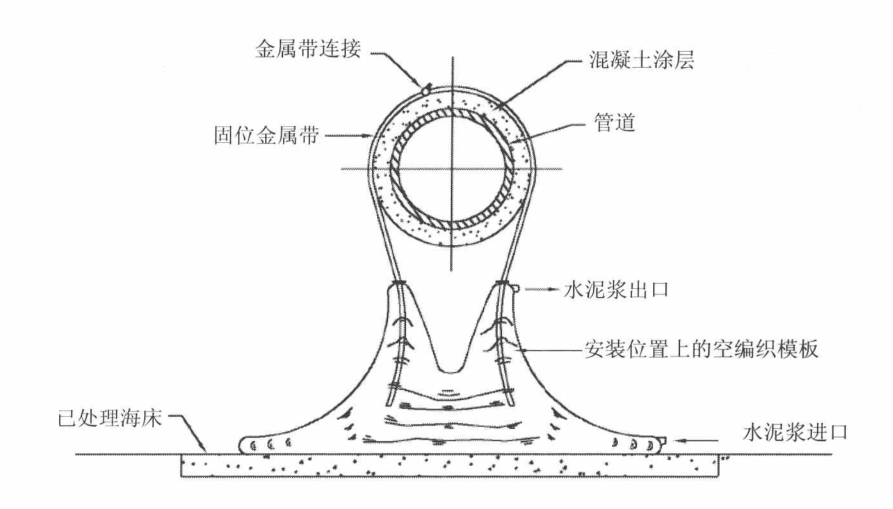
可在管道下方放置多个单独的砂袋或水泥袋来形成支撑。其替代方法是在管道下方安装空的编织模板，随后灌入水泥浆。这种技术系考虑用于形成比砂袋或水泥袋更为可靠和完整的结构支撑，对于较大支撑其安装速度可能会相对更快（见图 38.6）。水泥编织模板可成型为与管道的轮廓线相匹配，并以扎带来确保与管道的永久连接。另外，这些单元的设计可使灌浆作业期间的喷射压力会对管道形成向上抬升的运行机制。这一特点可助力于管道跨段的应力释放，如果其超出了可接受极限值的话。另外若有需要，可在支撑施工期间安装其他设备用于临时抬升管道。

38.3 深水管道修理
Deepwater Pipeline Repair

38.3.1 引言
Introduction

最近十年，世界上的碳氢化合物工业已进入了深水领域，而海底管道的修理

技术正处在并驾齐驱的发展之中。总而言之，最大水深约至 300m 处进行管道修理的能力业已得到成功证实，这已超出了潜水员在饱和状态下能实际展开工作的限度。不过，遥控机器人（ROV）的应用已有显著进展，同时也结合了过去 20 年间在深水区管道修理领域内所得到的经验。



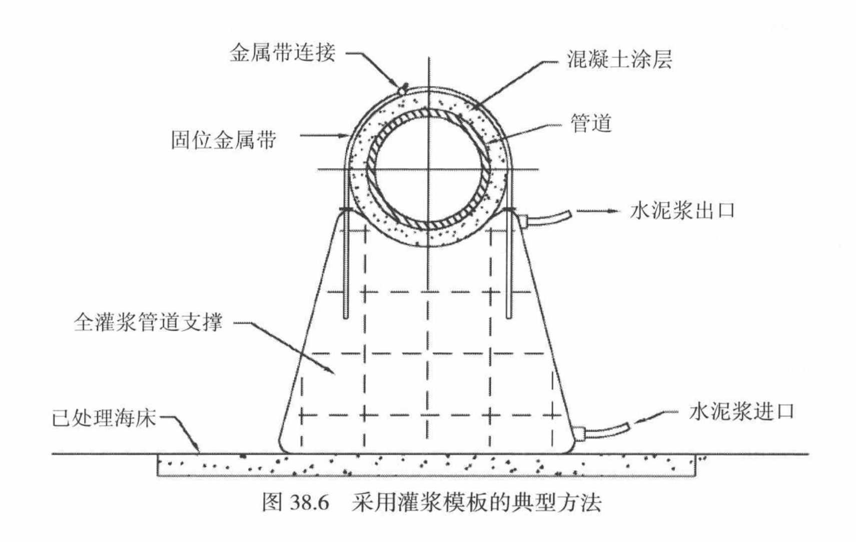


图 38.6　采用灌浆模板的典型方法

一般而言，任何需要替换管段的深水修理程序均以短管安装的概念为基础，系采用非潜水机械连接器附接到管道的自由末端上。能够无潜水员进行安装的末端连接器已由英国的 Hydratight 公司和美国的 HydroTech 公司研制成功。请参见

附件所含的供应商详细信息。无论是否就像多数传统的修理作业一样采用潜水员（见图 38.7），其基本概念仍保持不变。不幸的是，与需要由体力完成作为非潜水作业的每一次任务相关的问题仍异常明显。

尽管存在上述意见，但已达成越来越多的共识，即总体上不同的遥控机器人承包商几乎能够执行所有任务，且只需建造最少数量的特种支撑设备。

本节概述了深水修理技术所取得的进展，为新的修理技术指出了方向，并探讨了实现和解决非潜水修理任务的不同方法。

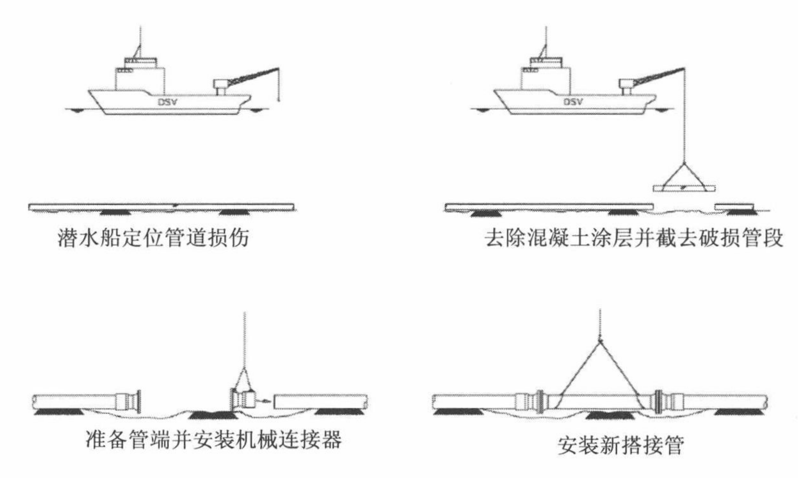


图 38.7　管段的替换

38.3.2　非潜水修理系统的研究和发展 Diverless Repair Research and Development

自 1971 年起，非潜水修理系统就已列入考虑之列，有两项知名的研究作为联合工业研究得到了实施，一项受埃克森生产研究部门的资助，另一项则受到壳牌公司的资助。这些研究的目的有双重性；一是允许在超过潜水能力的水深处进行管道修理；二是拥有成本效益显著的非潜水修理系统，可与潜水员辅助修理系统一比高低。一些早期研究目标过高，试图乐观地解决水深 1300m 以内的小直径管道和大直径管道的所有问题。其结果，尽管研究已确定了许多重大的问题领域，但其并没有促使开发实际的修理能力，因为在那个时间点，考虑到所做的结论和建议并不现实或实施成本过高。这些早期研究也受到了工业界的支持，期望在不

远的将来（在那时）能够修理至 1 300m 水深的大管径、混凝土配重层管道。

38.3.3 用于深水管道修理的智能封堵器 Intelligent Plugs for Deepwater Pipeline Repair

SmartPlug 封堵器是一种遥控运行（无脐带缆）的管道隔离系统，应用于全方位隔离油气管道。其设计、制造和测试均需承受最大允许操作压力（MAOP）。这允许进行修理、维护和 / 或干预修正，且保持管道压力不变[10]。

图 38.8 为遥控通信系统，其由工具本身、水面控制中心（SCC）、声频调制解调器、极低频通信链路（ECL）和远程驱动系统构成。典型的海底应用工具其通信操作系从水面船舶借助声学信号至海底模块，然后以极低频（ELF）电磁波穿过管壁。所以均从船舶提供动力和控制，实施遥控操作。这意味着对管道中隔离清管器的使用并无限制。

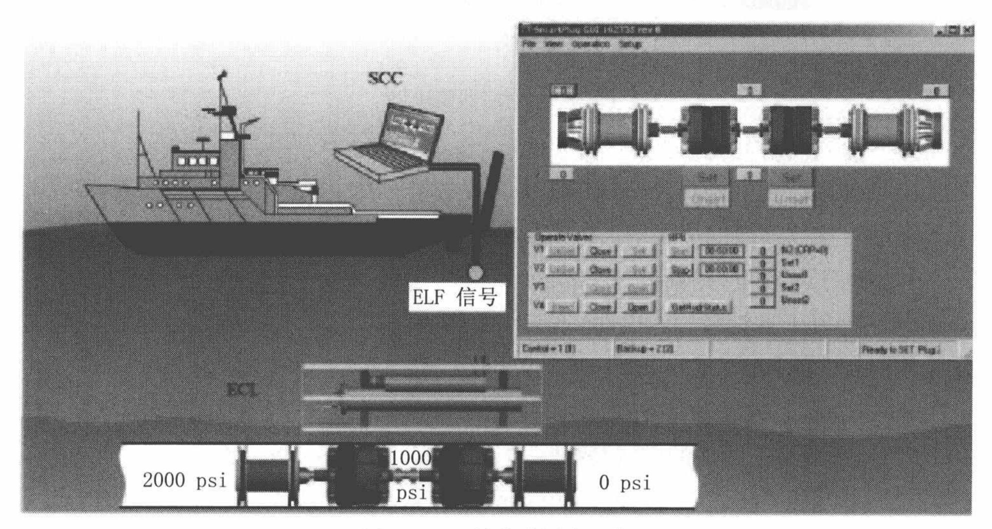


图 38.8　遥控管道隔离系统

标准化工具的密封设计系针对200bar的运行压力。图38.9为封堵器模块，与遥控通信系统结合使用。由两个封堵器模块执行密封和闭锁功能，每一个模块的功能彼此独立。

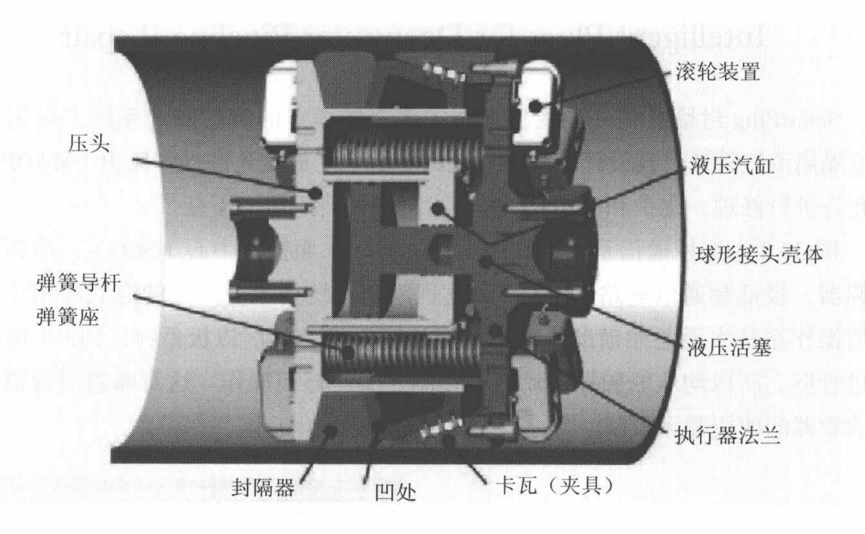


图38.9 封堵器模块[11]

封堵器模块之间则借助于球形接头实现链接，其主要的两个功能如下：

- 通过螺纹连接的金属扇形板或卡瓦来闭锁和固定于内管壁；
- 借助于大容量封隔器实现差异密封。

封堵器属于自锁装置，也即一旦针对管壁实现膨胀，持续施加差压将保持或强化其密封性能和抓力。

SmartPlug工具解决了一系列由缺陷管道阀和配件所导致的运行问题。图38.10为运行压力下管道的中线替换。

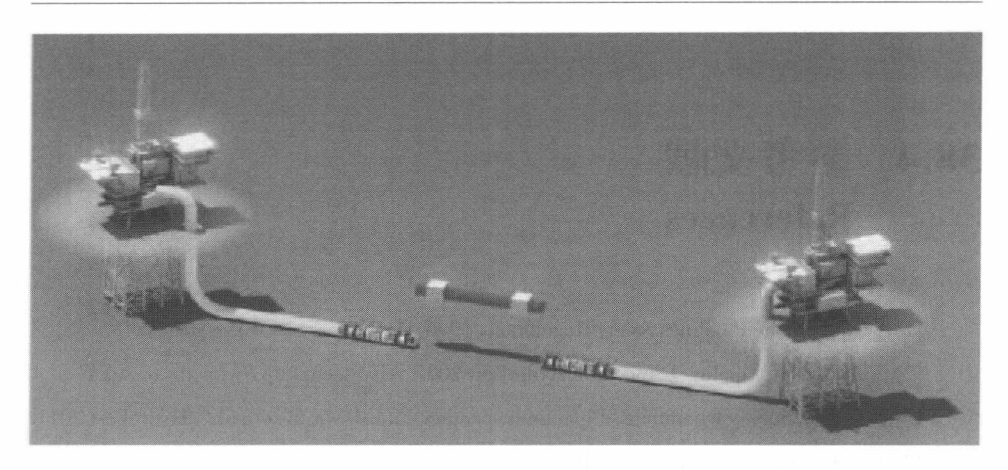


图 38.10　运行压力下管道的中线替换

最近时期的其他海底应用包括[12]：

● 管道阀修理或更换：迄今为止，SmartPlug 封堵器最常用于管道阀的修理或更换。SmartPlug 封堵器可进入管道压力段进行清管作业，并固定于缺陷阀门的上游管道以及 T 型生产用接头的下游管道。这使得在替换或修理工作期间生产得以延续。

● 立管替换或修理：允许在替换或修理立管期间多下游平台的管道保持生产不中断。

● 立管或修复管道的压力测试和泄漏探测：完成隔离后立即进行测试。

● 中线管道修理和连接：降低成本和防止停工及损失管道内容物。

● 防止深水管道铺设期间出现浸水：智能封堵器系统配备有压力和水传感器，如果出现进水或渗入水蒸汽，或者如果管道中形成压力，则其会自行激活。

● 深水出油管和管道的连接：允许在出油管 / 管道不停输的情况下进行连接，管道不进水且不影响环境，无需清理。

● 跨接管替换：该隔离工具允许系统在不进水受潮的情况下替换跨接管。

38.4 参考文献 References

[1] A Guide to the Pipelines Safety Regulations 1996, HSE Books, www.hse.gov.uk.

[2] C. Anderson, Pipeline Inspection, HydroFest 2005, Aberdeen, http://www.ths.org.uk/.

[3] L. Blinco, Survey Operations–Pipeline Inspection, http://www.ths.org.uk/ , HydroFest 2011.

[4] J.F. Kiefner, R.W. Hyatt and R.J. Eiber, NDT Needs for Pipeline Integrity Assurance, Battelle/AGA, 1986.

[5] L. Jackson and R. Wilkins, The Development and Exploitation of British Gas Pipeline Inspection Technology, Institution of Gas Engineers 55th Autumn Meeting, 1989.

[6] Y. Bai, and Q. Bai, "Subsea Pipelines and Risers", 2nd Edition, Elsevier Science Ltd., 2005.

[7] G. Manelli and A. Radicioni, Deepwater Pipeline Repair Technology: A General Overview, OMAE' 1994, 1994

[8] South East Asia Oil Directory 1997 Produced by Oil & Gas Journal, Published by Penn Well Publishing Company.

[9] Diverless Pipe Repair System Set for Deepwater Trials, Offshore Journal, August 1995.

[10] J. Aleksandersen and E. Tveit, The Smart Plug: A Remotely Controlled Pipeline Isolation System, Proceedings of the Eleventh (2001) International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, June 17–22, 2001.

[11] TDW Offshore services, SmartPlug System, www.tdwoffshore.com.

[12] Oceaneering International, Inc, New Technology Applications for Gas Pipelines, ANGDA Contract 06–0425, 2006.

第 39 章　柔性管的完整性管理

Integrity Management of Flexible Pipes

39.1 引言
Introduction

39.1.1 概述
General

非粘接柔性管在从浅水至中等水深的海底生产系统中应用广泛。图 39.1 为 Marin 油田两条 6" 柔性出油管的布置图，在水深 1000 m 处将 Marlin 海底采油设施与 1 英里以外的 Marlin 张力腿平台连接起来。

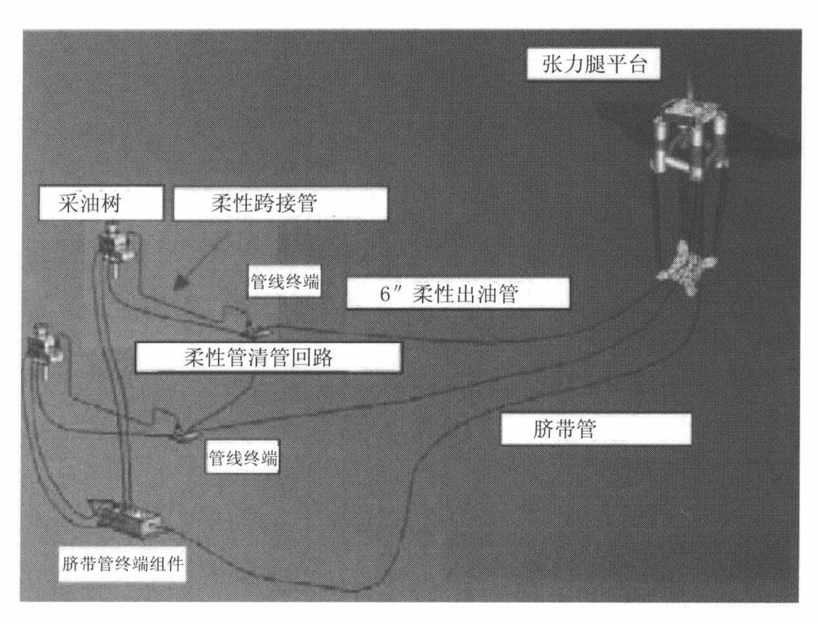


图 39.1　Marlin 油田的柔性出油管和跨接管 [1]

随着柔性管越来越多地应用于水下和高温高压项目，运营商需要采用完整性管理计划来保护其资产并避免减产。非粘接柔性管施工复杂，导致失效模式也更

为复杂，失效风险及其限制措施就成为系统选择的一个重要问题。失效成本要高出实施完整性管理计划所需成本许多倍，完整性管理计划可通过采用预防维护程序延长运行寿命。

高风险通常要求预先采取一些检查或监控措施。中等风险一般需要实施探测检查或监控措施，发现特定失效模式所致的失效出现迹象或确保管道中不会出现导致特定失效的较大缺陷。低风险水平不需要任何定量检查、监控程序或特殊的完整性管理程序。

在过去十年里，业界已经制定了采用明确方法的柔性管完整性管理计划。用于柔性管完整性管理的主要标准之一由 MCS 公司开发，其方法可详见各种出版物，例如 UKOOA（2001，2002）。2010 年，MCS Kenny 更新了 SureFlex 行业合作项目（JIP）2002 年的报告，利用了目前世界各地柔性立管完整性管理的行业实践 [2]。此修订版扩展了报告的范围，涵盖全球所有地区油气生产系统所用的所有非粘接柔性管，生成的数据库包括世界各地的 1900 条柔性立管、1400 条静态柔性出油管以及 130 个生产设施，以及 315 起独立损伤和失效事故 [3]。

本章主要介绍柔性管的风险评估和完整性管理。制定完整性管理计划的方法是对柔性管的风险进行评估并确定其内在风险。一旦确定了风险，即可制定限制这些风险的特定完整性管理措施。

39.1.2 失效统计
Failure Statistics

从 UKCS 运营商报告的总共 106 起柔性管失效 / 损伤事故中可以发现 20% 的柔性管都发生过一定程度的损伤或失效事故，其中三分之二发生在安装过程中，三分之一发生在正常运行过程中。在这 106 起失效 / 损伤事故中，共有 32 起事故需要更换柔性管。在本书中，“失效”定义为导致柔性管泄漏并需更换的事故，而“损伤”则指导致柔性管损伤且采取后续补救措施后柔性管可保持运行的事故。

运行过程中柔性管失效和损伤事故分布如图 39.2 所示，图中按失效或损伤类型绘出了事故的百分比，即某类事故占失效 / 损伤数据库中事故总数的百分比。图中根据当前工作获取的数据为红色，而由 2001 年工作确定的数据为蓝色。外护套损伤仍然是最常见的失效模式，自 2001 年以来不断上升，老化内护套失效和聚偏氟乙稀内护套拉脱失效显著减少，而排放系统异常和骨架压溃失效也分别出现较大增长 [3]。

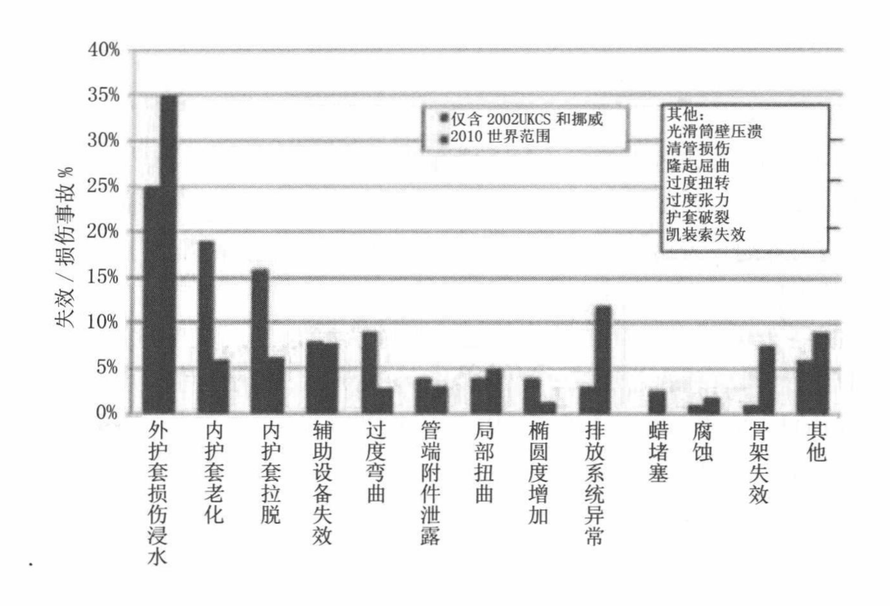


图 39.2　性管失效和损伤统计数据[3]

39.1.3　风险管理方法 Risk Management Methodology

风险通常可以量化为产品的失效概率和后果评估。风险管理必须通过对失效原因（例如温度、压力等）和一般失效模式（例如疲劳、腐蚀、侵蚀、意外损伤以及辅助设备等）进行分析以虑及所有可能的失效模式[4]。

失效概率是失效模式发生概率的度量，可通过运行数据和过往失效统计数据进行估算。后果评估是一个整数，用以描述特定失效模式所致失效的严重程度。

39.2　失效模式 Failure Modes

失效模式对可能导致柔性管因爆破或泄漏而失效的过程予以说明。一个失

效模式通常代表可能会使管道最终失效的一系列管道缺陷。柔性管由大量组件构成，每个组件都有其独立的失效模式。应基于柔性管特性的详细信息确定相关失效模式。根据世界范围内运行中柔性管失效和损伤事故的统计结果，最常见的失效模式是外护套损伤。Shell [6] 论文中的表 1 对可能导致柔性管爆破或泄漏的失效模式进行了概述，以下章节将按照非粘接柔性管的组件类型详细介绍这些失效模式。

39.2.1 端部配件 End-fitting

柔性管的端部配件是重要组件，用于柔性管各层端部并为柔性管和生产设施提供所需连接，还可以在抗弯刚度较低的柔性管和刚性管端之间起到过渡作用。为了防止出现扭结，需要使用合适的防弯器或限弯器 / 喇叭口。端部配件的失效模式包括 [7]：

- 内部压力导致护套拉脱；
- 抗拉铠装层拉脱；
- 外护套拉脱；
- 排放阀堵塞 / 泄漏；
- 密封系统失效；
- 抗拉铠装层破裂或断裂；
- 端部配件体或法兰结构失效。

39.2.2 内骨架 Internal Carcass

图 39.3 为静水压导致的骨架压溃失效模式，原因是气体从管道内孔扩散穿过聚合物内护套进入管道环，并导致管道环内压力逐渐增加。如果迅速降压并排空管道（例如应急停输），管道环内的压力会超过管道内孔的压力。

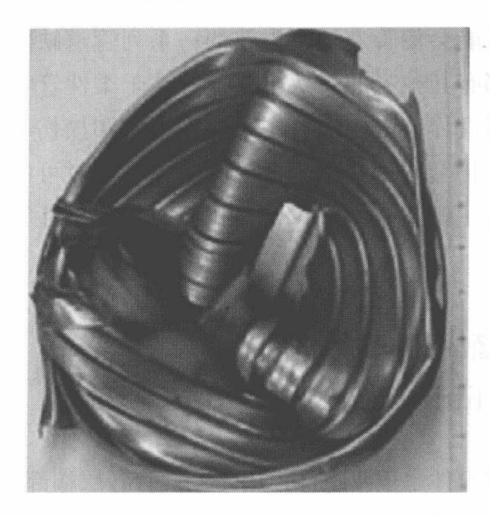


图 39.3　静水压导致骨架压溃 [6]

内骨架的另外一种失效模式是钢索断离，导致连续环中断并局部降低了耐压溃能力。周向裂纹会使嵌接功能失效并导致出现缺口。其他失效模式包括：

- 压溃或椭圆度增加；
- 使嵌接功能失效的变形或嵌接边失效；
- 周向裂纹 / 磨损疲劳。

内骨架的失效模式主要是由侵蚀、腐蚀、力学问题、疲劳以及静水压所致。

39.2.3　内抗压护套
Internal Pressure Sheath

内抗压护套会沿着嵌接骨架或嵌接抗压铠装层的隆起及这些位置的破裂处发生移动，这是单层聚偏氟乙稀抗压护套的主要问题。如果使用单层护套，内孔压力会漏入管道环，可能导致柔性管爆破。内护套破裂如图 39.4 所示。其他失效模式包括：

- 孔洞或裂纹；
- 断裂；
- 压溃；
- 时效脆化；

- 过度蠕变，从聚合物至金属层；
- 起泡；
- 磨损、蚀坑、疲劳。



图 39.4　内护套破裂[7]

39.2.4　抗压铠装层 Pressure Armour

抗压铠装层用于承载内孔流体压力产生的管壁环向应力，由嵌接钢索制成并围绕聚合物内护套缠绕。常见失效模式为：

- 断裂；
- 嵌接功能失效或嵌接边失效；
- 压溃或椭圆度增加；
- 设计不良产生的缺陷或腐蚀所导致的纵向钢索断裂。

39.2.5　抗拉铠装层 Tensile Armour

如果过低估计了任何主要加载参数，例如内部压力、弯矩及有效轴向张力等，抗拉铠装层的钢索就可能失效并导致爆破。其他失效模式如图 39.5 和图 39.6 所示，包括：

- 钢丝打结或成束，这是抗拉钢索的径向屈曲模式，为高压缩载荷或弯曲作用下钢索“较弱”轴的个别钢索发生局部变形所致；
- 多根钢索断裂；

- 扭结；
- 个别钢索断裂。

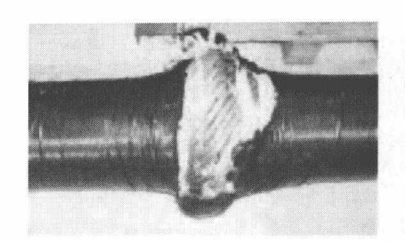
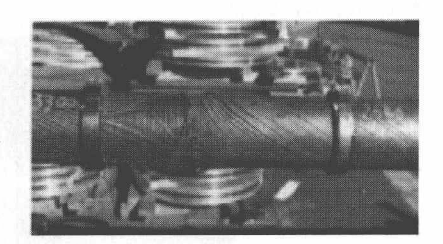



图 39.5 抗拉铠装层的失效模式[7]



图 39.6 钢丝打结[8]

39.2.6 外护套 External Sheath

如果柔性立管的外护套发生磨损，就会发生一种严重的腐蚀疲劳损伤，如图 39.7 所示。海水可通过这种孔洞进入管道环，导致腐蚀速率加快及铠装钢索疲劳寿命降低。外护套的其他失效模式包括：

- 安装过程中的损伤所导致的孔洞、磨损、断裂和裂纹；
- 制造时缺少排放系统或气孔导致泄漏或海水进入。.



图 39.7　外护套上的孔洞 [9]

39.2.7 防弯器 Bend Stiffener

当防弯器因规范或设计不当而刚度或柔度过大时，柔性管的弯曲曲率会超过最小容许弯曲曲率。失效模式包括：

- 与结构支撑的连接失效；
- 防弯器出现裂纹 / 断裂；
- 防弯器支撑结构失效；
- 喇叭口变形或尺寸不够。

39.3 失效原因和机制 Failure Drivers and Mechanism

39.3.1 腐蚀 Corrosion

因为存在水、CO_2、O_2 及 H_2S，柔性管的钢骨架和铠装钢索容易受到腐蚀。

如果外护套损伤，铠装钢索就会暴露于海水，附近若无阳极提供有效保护即会发生腐蚀[10]。即使管端与阳极连接，也曾观察到外护套损伤的柔性管发生了一些氧腐蚀。据信这与防护屏蔽钢可能出现问题有关，防护屏蔽钢与损伤隔开了一定距离，并未直接暴露于海水。

图 39.8 为铠装钢索大面积严重腐蚀导致外护套损伤的局部图。对于在飞溅区发生的外护套损伤，因为此处阴极保护系统无作用或作用有限并且能够接触到氧气，所以会迅速产生严重的腐蚀损伤，危及管道的完整性。飞溅区干湿交替并结合涂层中的缺陷通常是导致腐蚀的原因[12]。

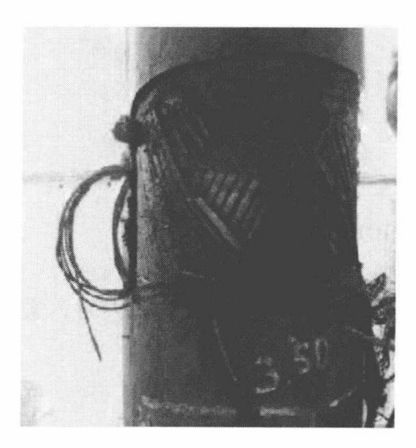


图 39.8 铠装钢索的腐蚀[11]

非粘接柔性管最主要的损伤机制是外护套损伤及管道环浸水。柔性管安装过程中发生的外护套损伤可导致管道环浸水并提高 H_2S 水平，这与来自外部的氧气和 / 或渗透自内孔的 CO_2 或 H_2S 结合将形成一个腐蚀环境。腐蚀会导致金属损失或耐疲劳性显著降低，在这种情况下，铠装钢索的腐蚀疲劳就成为需要关注的问题。Charlesworth 等人[14] 证实一般情况下聚合物和金属层都处于较好的状态下，在管道环内使用缓蚀剂是有作用的。作者还介绍了疲劳试验程序，并将使用退役立管钢索生成的 *S–N* 曲线与新钢索的曲线进行了比较。结果表明目前的疲劳寿命预测方法存在较大的保守性。

39.3.2　疲劳
Fatigue

腐蚀疲劳损伤要比“干”疲劳损伤更大[13]，并且增长非常显著。此结论基于使用连续补充溶液进行试验并在几年前引起一些争论。供应商和行业合作项目最近采用能更好代表管道环环境的条件进行了试验，特点是自由体积与表面积比较低及电解液几乎静止。此条件导致溶液中的腐蚀产物迅速饱和，因而腐蚀速率显著降低，腐蚀疲劳损伤也得以减小。

运行状态下，波浪和立管运动通常会对动态柔性管的铠装钢索造成疲劳损伤。管道安装前必须进行详细的疲劳寿命分析。制造商需证明管道的疲劳寿命是管道运行寿命的 10 倍。由于阻尼系数较高，柔性管不易发生涡致振动（VIV）。但制造和安装也可能会产生一定程度的疲劳损伤。

疲劳分析需确定临界位置及其疲劳损伤，临界位置通常在防弯器顶部及内侧。腐蚀环境（例如海水或 CO_2、O_2 和 H_2S）中的疲劳要比空气中的疲劳更为严重。如果管道环自由空间被电解液充填，即从外护套破裂处进入的海水或管道内孔水蒸气冷凝而成的淡水，并且渗入了腐蚀介质，特别是 CO_2 或 H_2S，那么相关疲劳机制就为腐蚀 – 疲劳。

典型的腐蚀 – 疲劳曲线与干疲劳曲线的比较如图 39.9 所示。适用的 *S–N* 曲线不仅取决于材料，还取决于具体环境。在特定条件下疲劳阈值也许不再适用，这意味着较小的变化幅度也会产生影响，曲线倾斜段位置可能更低。因而预测疲劳就比较困难，除非可以使用针对管道环条件的 *S–N* 曲线。

如果需要考虑腐蚀 – 疲劳，就应了解管道环环境，即腐蚀介质的分压及与之相符的 *S–N* 曲线。若没有此类曲线，那么可使用大致相当环境下的曲线。如果计算腐蚀 – 疲劳寿命非常重要，特别是不保守计算，建议使用针对特定应用的腐蚀 – 疲劳 *S–N* 曲线[6]。

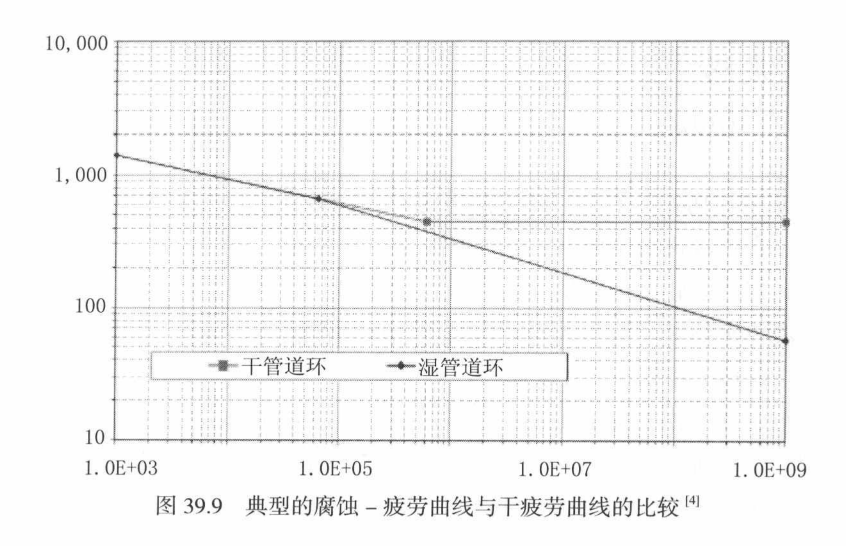


图 39.9　典型的腐蚀 – 疲劳曲线与干疲劳曲线的比较[4]

39.3.3 侵蚀
Erosion

图 39.10 为抗压溃骨架的侵蚀情况。当受到砂粒碰撞时骨架或聚合物内护套会发生侵蚀。这种失效模式与发生弯曲的管段相关。随着气体生产立管的使用日益普遍，由于其流速更快，侵蚀问题逐渐突出。传统上使用的速度限制是 20 m/s，但就砂侵蚀而言，此限制的依据尚不清楚。柔性管骨架侵蚀的主要参数包括[6]：

- 气体流速；
- 砂的质量流量；
- 砂粒的大小和尖锐程度；
- 整体弯曲半径；
- 骨架材料；
- 出现流体。

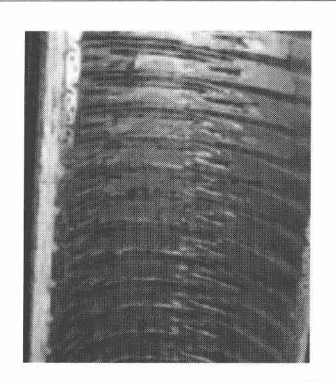


图 39.10　抗压溃骨架的侵蚀[6]

39.3.4 温度
Temperature

失效原因与温度相关的主要失效模式是聚合物内护套的断裂或老化。柔性管行业使用的主要聚合物是聚酰胺 PA-11，在内护套、外护套及其他应用中发挥着许多重要功能。根据 API RP 17B，如果产水率为 0%，PA-11 的最大容许温度为 900℃；如果存在水，最大容许温度就为 650℃。温度循环变化还会导致聚合物材料内应力增加。柔性管运行时的设计温度统计数据如图 39.11 所示。关于 PA-11 使用和限制的详细指南可参见 API TRI7RUG[15]。

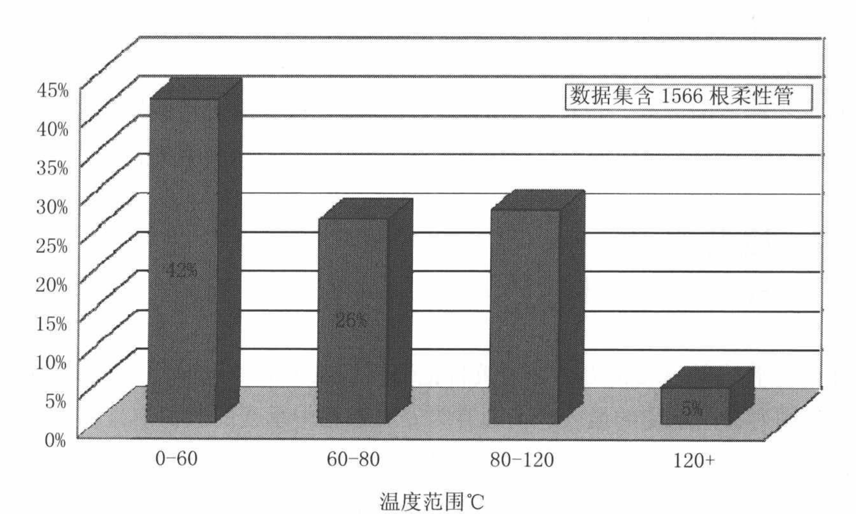


图 39.11　柔性管设计温度统计数据[3]

39.3.5 压力 Pressure

管道内孔的过度压力将导致抗压铠装层钢索失效。但通常会对内部压力进行仔细监测和控制，除非其超出了设计范围，因而并不将压力所致的失效视为高风险。但热和压力循环可对管道疲劳损伤产生较大影响，使埋地柔性出油管出现较大的隆起屈曲。但油井关闭时必然存在压力波动的风险，必须密切监控和评估此类压力波动，确保不会导致抗压铠装层钢索发生意外失效。

静水压溃也是管道的潜在失效模式。但管道是根据安全系数进行设计的，因而不大会发生静水压溃，特别是在外护套保持完好的情况下。如果外护套破裂，水就会进入管道环，管道环内的压力将导致聚合物内护套被压溃。使用骨架可针对这种失效模式提供更高的安全性。

39.3.6 产液成分 Composition of Production Fluid

管道内孔中的产液可能会对管壁材料产生有害影响。产液中出现水、CO_2 和 H_2S 可导致凹坑、氢致开裂（HIC）及硫化物应力开裂（SSC）腐蚀。这些化学物质不仅腐蚀骨架，而且会穿过聚合物内护套渗入管道环并使抗压铠装层和抗拉铠装层钢索发生腐蚀。水渗入管道环也会对铠装钢索的疲劳寿命产生不利影响。

管道中输送的产液，包括缓蚀剂和酸性物质，可加速内护套聚合物材料的退化。存在砂也会使骨架和聚合物内护套发生侵蚀，尤其在管道的弯曲段。

39.3.7 运行载荷 Service Loads

柔性立管内的过度张力可导致抗拉铠装层钢索失效，进而使管道发生压溃。立管在使用寿命内承受的最大载荷通常为安装过程中承受的载荷。

管道的另外一种失效模式是过度弯曲。这会导致抗压铠装层嵌接功能失效并使管壁发生压溃。可在管道的最关键位置使用防弯器、喇叭口及限弯器以防出现过度弯曲。

发生于立管触底点处的一种失效模式是立管压缩，当管壁的有效张力为负时就会出现这种失效。较大的压缩力可导致管壁屈曲。

39.3.8 管道堵塞或限制流动 Pipe Blockage or Flow Restriction

油气管道易于形成水合物沉淀。当管道内的高压低温产液接触到水时通常会出现这种情况。形成的水合物沉淀可堵塞管道、限制流体流动并使管道内孔压力增加，最终导致抗压铠装层破裂及柔性管压溃。

39.3.9 意外损伤 Accidental Damage

海底管道容易受到船只坠落物体、锚、其他管道以及拖网板的碰撞冲击，管道的过度运动也会导致其与海床发生碰撞。如果这些碰撞比较严重，就可能对柔性管的外护套造成损伤，例如外护套上的孔洞，并使水进入管道环。非粘接柔性管受到严重碰撞后还会导致抗压铠装层嵌接功能失效或抗拉铠装层钢索断裂。因而所有安装作业或在柔性管附近作业的船只均需严格遵循坠落物体报告制度。坠落物体必须上报并安排遥控潜水器确定坠落物体在海床上的位置，检查周围管道是否存在潜在损伤。防止坠落物体事故首先应依靠甲板起重和操作程序。

39.4 完整性管理策略 Integrity Management Strategy

柔性管运行前完整性管理策略包括设计阶段、制造阶段、安装阶段及试运行阶段可采取的方法。运行完整性管理策略包括许多检查和监控措施以及试验和分析方法，将分别在第 39.5 和 39.6 节予以介绍。对于柔性管而言，重要的是在设计阶段就确定风险评估和完整性管理策略，确保管道在其生命周期的上述所有阶段内均不会遭受任何不必要的损伤。

39.4.1 设计阶段的完整性管理系统 Integrity Management System in Design Stage

柔性管的完整性管理始于设计规范[6]。必须强调的是柔性管为含有非金属材料且由许多层构成的管道，因而应注意以下问题：

- 聚合物抗压护套的老化；
- 抗压护套的压力和温度限制；
- 铠装钢索易于腐蚀。

横截面设计始于抗压护套的材料选择，应取决于合理的最不利工况设计条件。动态柔性立管的护套可由 PA-11/12 （聚酰胺或尼龙）、聚偏氟乙烯、高密度聚乙烯或交联聚乙烯制成。如果设计温度规定过高，就不会选择 PA-11/-12 或交联聚乙烯作为抗压护套材料，导致不必要地使用聚偏氟乙烯，尽管聚偏氟乙烯成本较高且相对不够牢固[6]。

当项目要求超出经验范围时，其挑战就为预计失效模式并包含在全面验证计划中，通常需与制造商进行合作。在完成这一步前，应就此问题对可能性评估予以足够重视。

随后的横截面设计涉及渗透分析，旨在满足预期的管道环环境（包括 CO_2、H_2S 和 H_2O）和腐蚀条件并选择铠装钢材的等级。渗透分析存在不确定性。一旦选择好材料，选择钢索尺寸就相对比较容易。为了确定抗压溃骨架的耐腐蚀性，需对含砂情况进行假设。

需对立管系统设计进行整体设计假设，包括海洋气象条件、容器特性、预计海生物、包含运行压力和环境压力下气体密度的运行情况、所需保温以及外径增加等，应意识到所有这些因素均具有内在不确定性。

39.4.2 制造阶段的完整性管理系统 Integrity Management System in Manufacturing Stage

在柔性管制造阶段，应制定严格的质量保证（QA）程序并实施严格的质量控制（QC），尤其是对于挤出抗压护套和制造端部配件。就后者而言，质量保证 / 质量控制需足以涵盖所有提供密封和强度的组件，即使这些组件均为标称组件，例如轴向固定抗压溃骨架的焊缝。运营商通过审核程序约束制造商并可进一步建议参与

制造过程，管道制造需由认真负责且具备经验的独立第三方见证，特别是端部配件制造过程[6]。

就聚合物抗压护套失效模式而言，一般认为应更好地控制尺寸公差（例如外径、厚度及椭圆度）。API Spec 17J 要求所用尺寸值的变化量不可超过 3%。

39.4.3 安装和试运行阶段的完整性管理系统 Integrity Management System in Installation and Commissioning Stages

已经有许多安装事故被记录在案，为了使管道满足运行要求，有些事故发生后必须采取成本高昂的补救措施。安装可能会对柔性管造成损伤，过度弯曲、过大的张力载荷以及碰撞均可能损伤外护套。因而为防止柔性管在运行使用前受到损伤，必须严格遵循安装程序。安装需要详细而可靠的程序，用以防止因坚硬边缘与柔性管外护套之间发生冲击 / 碰撞及过度弯曲等造成损伤。在安装船上的实施进程应密切监控，在水中也应通过遥控潜水器进行监控。对于情况变化需进行适当控制，克服压力并按时完成安装。必须尽早发现损伤，并根据其内在风险立即或适时予以修理。

柔性管系统试运行时可对整个管道环排放系统进行测试，包括从端部配件阀至最终排放位置的小内孔下游管道。运营商应为此系统指定安全关键因素（SCE）并建议端部配件至少连接两个阀[6]。

39.5 检查和监控概述 Inspection and Monitoring General

39.5.1 检查和监控方法 Inspection and Monitoring Methods

SureFlex 行业合作项目对现有及新兴柔性管检查和监控技术进行了全面综述，

最新文档详细总结了这项工作的成果[2]，并包含了表 39.1 的内容[3]。

表 39.1 柔性管检查和监控技术[2]

方法 / 技术	使用等级 （分为 1 至 5 级）	行业合作项目反馈 （分为 1 至 5 级）
	（1）有限，特定应用 （5）普通应用	（1）有待发展，未得到认可 （5）高可靠性
目视检查	（5）	（4）异常跟踪 / 总体缺陷
涡流	（1）	（2）新技术，有待发展
射线照相	（2）传统上局限于上部作业	（3）有待发展的数字方法
超声技术	（2）一些案例用于检查管道环浸水	（3）检查钢索缺陷未得到认可，检查关键区域可能存在问题
声发射	（1）	（2）未得到现场作业的认可
声呐监控（立管和锚链监控系统）	（1）目前使用有限	（4）曾发现防弯器缺失
磁各向异性和磁导率系统（MAPS）	（1）正在进行离岸试验	（2）
聚合物试样	（3）常用于高温应用	（4）应用有限但可为 PA11 提供保障
管道环监控（各种技术）	（4）近年来明显提高	（3）/（4）可检查浸水，但取决于是否能进入
保证压力试验	（2）一些案例	（3）仅能短期保证 / 专门方法
智能清管	（1）	（1）
扭转监控	（1）重点是深水应用	（1）替代系统有待开发
曲率监控	（1）重点是疲劳	（2）无运行反馈
浮式生产平台漂移 / 环境监控	（4）	（3）几种系统均无法正确记录并输入漂移数据
光纤监控	（2）植入抗拉铠装钢索以检测应变周期	（2）无运行反馈

表 39.1 对最新文档所述的一系列技术进行了介绍。文档[2]还指出没有一种检查或监控技术能够全面反映任一柔性管系统的完整性，表 39.1 中的许多技术均为满足特殊需求的特殊方法。从表 39.1 可以看出目前业界使用最多的是目视检查、管道环监控以及浮式生产平台漂移 / 环境监控。表中所述的其他技术大多应用有限[3]。

39.5.2　一般目视检查 / 近观检查 General Visual Inspection / Close Visual Inspection

如表 39.1 所示，这种方法是确保柔性管完整性的最重要常用方法之一。目视检查用于观察海生物水平及发现坠落物体、锚和渔具等的较大碰撞。目视检查可作为上部作业的一种措施，也可在海底实施。作为上部作业的一种措施，需检查柔性管的端部终端及排放阀，以及防弯器是否有损伤迹象并记录悬吊篮的总体状态。

海底检查旨在确定柔性管的所有损伤或异常，例如屈曲、扭结以及外护套上的孔洞或磨损。应彻底检查触底区，确定开沟范围及所有损伤迹象或管道构形是否超出设计范围。与其他立管、物体或海床的碰撞迹象也必须进行记录。应控制海生物的过度生长，必要时予以清除。海底辅助设备同样需要进行类似检查，确定是否有损伤迹象。重要的是应牢记运行状态下柔性管外护套上的小孔难以通过目视检查发现，因而需使用其他试验和检查方法加以弥补，降低未发现损伤所带来的风险。

此外，还经常将阴极保护测量作为一般目视检查的一部分。应定期检查阳极状态，确保任何时间都能为柔性管和其他辅助设备提供足够的阴极保护。

39.5.3　涡流 Eddy Current

涡流检查的原理如图 39.12 所示。在导电材料上方放置一个线圈，当线圈被交流电激励时，导体内就会产生涡流。导体内涡流的透入深度和分布取决于探头的几何形状和尺寸、激励频率以及金属材料的电阻率和磁导率。涡流密度降低至 1/e 或表面密度的约 37% 时的深度称为标准透入深度。可调整涡流使其穿透不锈钢层（例如骨架）并透入下方的碳钢结构层（例如嵌接钢索）[16]。

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{\sigma \mu_0 \mu_r f}} \tag{39-1}$$

式中：

δ 为标准透入深度；

σ 为电导率；

μ_0 为绝对磁导率；

μ_r 为相对磁导率；

f 为频率。

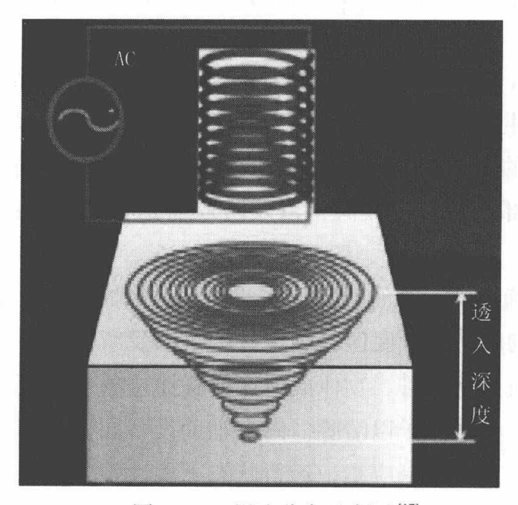


图 39.12　涡流分布示意图 [17]

管道内容物（例如油、气和液体）不会影响涡流技术在管道内外的使用。磁性或导电沉淀物可能对涡流信号产生影响，沉淀物导致的不规则上抬信号还会引发误导 [16]。

39.5.4　射线照相
Radiography

在一定带宽范围内，致密材料（金属）可吸收电磁波（X射线）而不致密材料（聚合物）则会传导电磁波。放射线从点源穿过结构物能生成阴影图，可反映所穿透厚度的结构物密度。柔性管射线照相可配置为双壁、单壁、全景以及切向曝光 [16]。

射线照相法最适用于“生产验证”，不管是作为制造质量控制方法或是用

于安装前后检查。因为钢部件上的较大缺陷也是可以检测到的，所以端部配件也需要特别关注。此方法还适用于意外加载后的损伤调查，例如检查钢组件的永久变形。

39.5.5 超声技术 Ultrasonic Techniques

超声技术使用高频声（超声）波发射器 - 接收器系统，通过遥控潜水器将超声工具沿着柔性立管的外侧进行布放。超声工具用于从柔性立管外部探测管道环浸水。充满液体的管道环提供了声耦合剂，使超声波能够从柔性管外侧进入管道横截面。因而是否能扫描抗拉铠装层钢索取决于浸水管道环，如果管道环没有水，就无法检测到任何信号。就管道环监控而言，一种称为 RACS[18] 的联机系统被开发出来，可对管道环的连续渗透气流速率进行监控。如表 39.1 所示，近期业界对这些技术与铠装钢索光纤监控的应用增长了，其等级为（2）及（2）以上[3]。

39.5.6 声发射 Acoustic Emission

材料的许多损伤机制可导致发射出高频声波脉冲。声波能够在金属中传播相对较远的距离。为了将失效模式所致的声发射与背景噪声区别开来，一种可能方法是获取疲劳失效发展过程中声发射的“标记”。可通过观测以下内容对损伤过程进行识别：

- 声发射模式随着时间推移而发生的变化；
- 出现新声发射源；
- 声发射活动稳定增长；
- 声发射活动与外部参数的相关性，例如载荷水平、局部应变或位移以及波浪运动等[16]。

39.5.7 立管和锚链监控系统及磁各向异性和磁导率系统 RAMS and MAPS

立管和锚链监控系统（RAMS）安装在浮式采油船的转塔内，位于柔性立管

系统防弯器下方。立管和锚链监控系统可发射 360 度水平声呐束，生成并记录立管（和锚链）空间位置的声呐图像。系统已成功可靠地应用于北海浮式采油设施并顺利发现防弯器发生滑动，随后通过补救行动予以解决。

开发磁各向异性和磁导率系统（MAPS）是为了监控铠装钢索应力[19]。传感器被永久安装于柔性立管外部防弯器区域，可对柔性管的抗拉铠装层进行检测。这种技术的原理是将铠装钢索周围磁场的变化转变为钢索所受应力的变化[3]。

39.5.8 钻孔液体参数监控 Bore Fluid Parameter Monitoring

各种钻孔液体参数均需连续监控，因为这些参数的变化可能会超出特定设计范围并对柔性管造成损伤。需连续监控的参数包括温度、压力、体积流动速率以及钻孔液体成分。

监控温度可确保其不会超过聚合物内部温度并导致内护套加速老化。温度周期性变化还会使管道发生棘轮效应，改变气体从管道内孔至管道环的扩散速率，从而改变管道环铠装钢索的腐蚀和疲劳寿命。监控压力是因为压力过高或压力波动会使抗压铠装层发生损伤。迅速降压并排空管道内孔可导致管道压溃。压力变化会影响管道的疲劳寿命，使管道出现棘轮效应或屈曲。监控体积流动速率可提供降压事件征兆，确保设计过程中进行的侵蚀计算在管道的整个使用寿命内都保持有效。

监控内孔流体参数能确保基于有效数据计算气体扩散。

39.6 检测和分析方法 Testing and Analysis Measures

39.6.1 试样取样和分析 Coupon Sampling and Analysis

试验方法所用的试样最好取自与柔性管聚合物内护套同批挤出的聚合物。将

试样固定在夹子上并与所输送内孔流体方向一致，定期取回试样并进行试验，确保其退化速率不大于设计过程中聚合物内护套的计算值。

确定聚合物内护套退化的更可靠方法是使用频变电磁传感（FDEMS）。该方法将试样固定在夹子上并通过电磁联机系统监控试样的退化速率，其成本要高于试样取样和分析，通常仅适用于聚合物内护套的预期退化速率和内抗压护套失效风险均较大的情况。

39.6.2 立管管道环真空试验 Vacuum Testing of Riser Annulus

立管管道环真空试验是业界确定立管管道环是否存在水的最可靠方法。

真空试验一般可分为两个独立程序。首先通过立管端部终端处的排放阀抽真空。如果真空状态保持稳定，这通常是一个好迹象，说明外护套没有裂缝。抽真空后即可进行下一程序，将已知体积的氮气注入，在管道环内形成惰性气氛，可对铠装钢索起保护作用。需仔细测量注入氮气的体积，因为通过预安装试验能够得到管道环的自由体积，所以可以对试验时的管道环自由体积进行检查。

39.7 参考文献 References

[1] H. Lecome, S. Hogben, J. Smith, J. Bednar, and M. Palmer, BP Marlin: First Flexible Pipelay with New build Deepwater Pipeline Vessel, OTC 14185, 2002.

[2] MCS Kenny and WGIM, State of the Art Report on Flexible Pipe Integrity and Guidance Note on Monitoring Methods and Integrity Assurance for Unbonded Flexible Pipes （2010）, at www.oilandgasuk.co.uk, publications, code OP010.

[3] P. O’ Brien, C. Overton, J. Picksley, K. Anderson, I. MacLeod, and E. Meldrum, Outcomes from the SureFlex Joint Industry Project – An International Initiative on Flexible Pipe Integrity Assurance, OTC 21524, 2011.

[4] J.W. Picksley, K. Kavanagh, S. Garnham, and D. Turner, Managing the Integrity of Flexible

Pipe Field Systems: Industry Guidelines and Their Application, OTC 14064, 2002.

[5] API RP 17B, Recommended Practice for Flexible Pipe. Fourth edition, July 2008.

[6] J. M. M. Out, Integrity Management of Flexible Pipe: Chasing Failure Mechanisms, OTC 23670, 2012.

[7] P. O"Brien, Flexible Pipe Integrity and Design –Current Issues, SUT Evening Meeting, Oct. 2005.

[8] J. Clevelario, Introduction to Unbonded Flexible Pipe Design & Manufacturing, USP Course on Flexible Pipes, Wellstream do Brasil, 2012.

[9] D. Kaye, Flexible Riser Integrity Management Experience West of Shetland, UK Industry Seminar, November, 2008.

[10] J. Muren, Failure Modes, Inspection, Testing and Monitoring of Flexible Pipes, P5996–RPT01–REV02, Seaflex for PSA.

[11] P., Boschee, Best Practices for Flexible Pipe Integrity Evolve, Oil & Gas Facilities, Vol. 1, No. 1, 2012.

[12] J. Joel, Reinforcing Wire Corrosion in Flexible pipe, Health and Safety Laboratory (HSL), 2009.

[13] Berge et al., Environmental Effects On Fatigue Strength Of Armour Wire For Flexible Risers, OMAE2009–80262, 2009.

[14] D. Charlesworth, B. D'All, C é cile Zimmerlin, E. Remita, N. Langhelle, T. Wang, Operational Experience of the Fatigue Performance of a Flexible Riser with a Flooded Annulus, OTC 22398, 2011.

[15] S. Grove et al., the Rilsan User Group and API TRI7RUG, OTC 14062, 2002.

[16] S. Berge et al., Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes, STF70 A92006, ISBN: 82 –595–7266–4, 1992.

[17] A. Boenisch, Dr. Konrad Reber, Flexible Riser Inspection Tool, Seminar Integrity Management of unbonded flexible pipelines Inverurie, November, 2008.

[18] E. Binet, P. Tuset, and S. Mjoen, Monitoring of Offshore Pipe, OTC 15163, 2003.

[19] J. Roques, B. Balague, D. Dion, and A. Audouin, Flexible Pipe Integrity Monitoring: A New System to Assess the Flexible Pipe Annulus Condition, OTC 20973, 2010.

[20] J. McCarthy, and D.J. Buttle, Non–Invasive Magnetic Inspection of Flexible Riser, OTC 20004, 2009.

第 40 章　泄漏探测系统

Leak Detection Systems

40.1 引言 Introduction

随着海底管道在极地或深水区域安装施工的进展，整个管道业对改进泄漏探测的系统能力的兴趣与日俱增。管道泄漏的后果是显而易见的。管道内部或外部腐蚀、第三方损伤、外部载荷和自然灾害都会引起管道产生泄漏。海底管道的泄漏会造成严重的问题。例如，泄漏会明显延误离岸油气生产并污染海洋环境和生态系统，威胁到沿岸地区的数百种鱼类、鸟类以及其他野生动物，并最终导致严重的经济损失。随着公众环境意识和关注度的增强，近年来的管道泄漏事件表明，相关公司为此所需付出的成本会远远高出停工成本和清理费用。随着发达国家开始实施更为严格的法定规范，具有成本有效性且可靠的泄漏探测技术在管道输送油气方面发挥了更为重要的作用[1,2]。

从工程和技术视角来看，管道的泄漏探测距离通常长达数公里，这是一项复杂的任务，除非泄漏是管道系统的灾害性破裂或爆炸所致。泄漏探测和预防溢油的重要性也已成为了偏远地区如阿拉斯加等地的热点问题。然而，随着控制理论和信号处理技术的发展，基于软件的泄漏探测法因其优势正被广泛采用，如高性价比、易升级、良好的可扩展性。

有许多原因使得泄漏探测技术变得更为复杂，也正面临着挑战。产自离岸储油层的流体一般是油气水的多相流，含有许多杂质。尽管所生产的流体经离岸加工设施的上游分离能够分离出油气，但是长距离管道内的流体主要经受着热传导所致的压力和温度的显著变化。除了存在强可压缩气相和弱可压缩液相外，使此类动态活性质量交换与模型和 / 或仿真器相适应也需要予以合理处理。

泄露探测系统的主要目的是协助管道运营商对泄漏进行探测和定位。本章将对常见的管道泄漏探测法的基本原理进行描述。例如，结合使用流量法和负压波法来探测和定位管道泄漏情况。本法选用小波分析作为管道压力和流量的信号处理方式，其中小波降噪法用于过滤原始压力和流量信号中的噪音，而小波奇异性分析则用于探测管道压力和流量信号的灾害点，相应的信号系用于管道泄漏的探测和定位。声发射泄漏探测系统则是为了探测泄漏所产生的声发射

信号。

一般而言，管道泄漏探测系统具备下述功能：

- 探测管道泄漏；
- 识别泄漏位置。

如何为管道选择泄漏探测系统则取决于诸多不同因素，如管道特征、产品特性、仪表和通信能力、涂层、隔热、埋地深度、运行温度、背景噪音、运行条件和经济性。仪表一般位于管道的末端，远离实际泄漏位置。仪表的不准确性也会导致测量参数出现误差。为极少量的泄漏选定泄漏探测系统的警报设置，可能会导致出现不可接受数量的假警报，因其超过了最大敏感性以及固有误差所致。但是，小于警报设置的泄漏可能无法经由此类系统继续进行探测。

40.2　泄漏探测方法 Leak Detection Methods

40.2.1　概述 General

近几十年来，人们已采用不同的泄漏探测方法来监测管道的完整性。泄露探测系统各有不同，对于特殊应用的管道，泄漏探测系统是独一无二的。不过，泄漏探测技术可根据泄漏探测所采用的物理原理进行分类。泄漏探测技术可分为三类：生物法、硬件法和软件法，如图 40.1 所示 [3]。

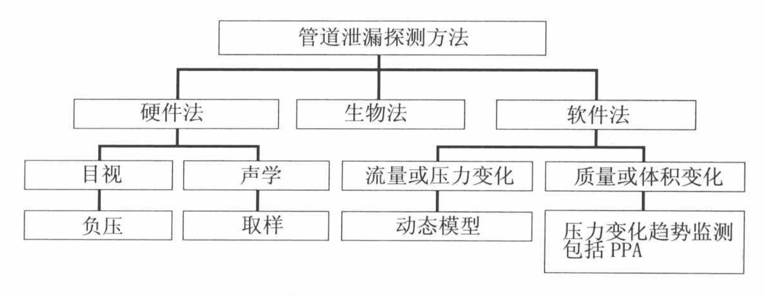


图 40.1　泄漏探测方法

生物法系采用富有经验的人员或经过训练的狗通过目视检查、气味或声音来探测和定位泄漏点。生物法属于传统的泄漏探测方法，由经验富有的人员沿着管道行走，查找管道附近的异常情况，嗅闻管道可能释放的物质或者倾听产品从管道孔洞逸出所产生的噪音。这种泄漏探测方法的结果取决于个体的经验以及在检查前后是否有泄漏[3]，但其难以应对产生 H_2S 的管道或深水管道。

硬件法系采用硬件传感器直接探测所发生的泄漏并对其定位。所使用的典型仪器包括声发射探测器、光纤传感器、负压探测器、超声波技术和红外热像仪。

软件法系采用计算机软件包，以持续监测管道内的压力和温度数据以及所探测泄漏的流速。这些软件包的复杂性和可靠性相互区分显著。此类方法的实例是流量 / 压力变化探测、质量 / 体积平衡、基于动态模型的系统以及压力点分析。

泄漏探测方法也可分为两大类，即外部探测系统和内部探测系统。外部探测法的探测对象是管道外部的泄漏产品，包括传统方式如巡线通行检查或以光纤感应碳氢化合物的技术。内部探测法类似于软件法，系采用仪器监测管道的内部参数，如压力、温度、密度和流速，其均为用于推断产品是否释放的输入数据[4]。

以下为泄漏探测方法的概述，均适用于海底泄漏探测应用。

外部泄漏探测系统

- 真空管道环监测；
- 碳氢化合物蒸气感应系统；
- 分布式温度感应（DTS）光缆系统；
- 分布式声感应（DAS）光缆系统；
- 分布式应变感应（DSS）光缆监测系统。

内部泄漏探测系统

- 管道充填补偿式质量平衡；
- 压力变化趋势监测；
- 实时瞬态监测；
- 低压安全；
- 定期关闭压力试验；
- 压力波 / 声波监测。

40.2.2 外部泄漏探测系统 External Leak Detection Systems

外部泄漏探测系统主要探测流体、气体、温度或仅在泄漏事件期间出现在管道外部的其他数据。

40.2.2.1 真空管道环监测 Vacuum annulus monitoring

真空管道环监测系应用于监测 PIP 管道内外管之间管道环内的真空压力。为使传感器数量、传感器连接以及沿着离岸管道的布缆降至最低限度，希望在管道的一个末端监测连续性管道环。这一系统在泄漏探测阈值上并无限制，但这项技术的应用却受到距离和抬升并安装较大套管管道能力的限制，套管可能与其他管道构成管束。

40.2.2.2 碳氢化合物蒸气感应系统 Hydrocarbon vapor sensing Systems

如果管道内的产品挥发性大，则可采用蒸气监测系统来探测管道周边碳氢化合物蒸气的浓度。为此通常采用蒸气感应法。这一方法的使用对象是单相气体、单相油类、多成分或多相流体，用于估算经浓度测量的泄漏位置和大小。取样工作可通过携带仪器沿着管道实施或采用平行于管道埋地设置的传感器管线进行。探测系统的响应时间通常从数小时至数天不等。应用于离岸管道时，可借助于遥控机器人使用碳氢化合物探测器。管道泄漏导致周边沉积物和海水中的碳氢化合物异常，其可采用碳氢化合物 / 化学探测器进行探测。

LEOS 系统是一种蒸气感应式泄漏探测系统，已安装在某一极地海底管道项目中（BP Northstar）。但是，由于其对探测极少量的缓慢泄漏非常敏感，水深限制以及 LEOS 系统两端的水上操作要求均限制了近岸浅水区管道的应用。

40.2.2.3 光缆 Fiber optic cables

光缆技术系将光缆充当管道沿程上连续分布的传感器。其有别于管道沿程上离散式单点仪器的间隔布局[4]。光纤的光学特性随温度、机械应力和表面涂

层 / 所吸收化学物质的不同而变化。发生泄漏时待测定物质与光缆接触，改变了光缆的温度。分布式光缆光学温度感应技术为测量管道沿程温度提供了可能性。通过全长度扫描光纤，可确定管道沿程上的温度变化情况，进而探测泄漏。但其不可对未埋地海底管道探测泄漏。

除了温度感应技术外，另有三种分布式光纤技术可应用于监测管道。其为：

- 分布式声感应（DAS）；
- 分布式温度感应（DTS）；
- 分布式应变感应（DSS）。

40.2.3 内部泄漏探测系统 Internal Leak Detection Systems

内部泄漏探测系统以内部压力、温度、流速和 / 或密度测量值为根据。其有时是指计算泄漏探测系统。但也有依据计算来监控管道泄漏的外部泄漏探测系统。

40.2.3.1 管道充填补偿式质量平衡 Mass balance with line pack compensation

管道充填补偿式质量平衡（MBLPC）法遵从质量守恒定律。对于一般管道，可测量其进入和离开管道的流量。管段内的流体质量可根据管道尺寸和流体状态变量如压力和温度等的测量值进行计算。

这项技术所需的传感器可根据产品流体的流速、压力和温度进行分类。管道的所有出入口均需设置流量计。另外，有些系统在检测时需使用密度计[5]。

如果上游与下游的质量之差大于所设定的公差，则生成泄漏警报。这一方法可用于探测未必导致压力或流量高速变化的泄漏。该方法所依据的基础是仅会生成质量或体积平衡组合的流速差，或是经由管道内压力 / 温度变化和存量波动补偿的质量平衡。

质量平衡技术的敏感性取决于对管道内容物的估算精度。当流入和流出管道的质量与管道内残余质量相比显得较大时，可考虑采用在相当长的一段时间内进入和离开管道的流量来提高精度。在这一相当长的时间段内，测量结果仅受到流量仪表精度的限制。一般而言，假定管道处于稳定状态时，该方法可探测长时间内的少量泄漏。可采用宽范围的流量变化值而无需注意泄漏探测过程，管道瞬态值一般经由长期平均值予以去除。

40.2.3.2 压力变化趋势监测 Pressure trend monitoring

压力变化趋势监测系通过压力测量值来监测管道内的运行趋势。如果有一组参数与历史趋势不相匹配，则触发警报。压力变化趋势监测法捕获较大泄漏量的速度快于单相液体管道的管道充填补偿式质量平衡法，但前者的泄漏速度探测极限阈值大于后者。EFA 技术公司的压力点分析（PPA）是压力变化趋势监测法的一个实例。其与管道充填补偿式质量平衡法组合使用，由 LEOS 蒸气感应系统予以实施。

40.2.3.3 实时瞬态建模 Real time transient modeling

实时瞬态建模系统在每一个隔断阀位置点对管道实施监测，并采集整条管道长度的相关数据，包括末端测量站在内。其也称为基于模型的动态系统。相关数据使得运营商可实时查看管道状况。所采集的数据也可用于泄漏探测，通常由连接至 SCADA 计算机的专用计算机来实现[5]。图 40.2 为管道泄漏探测系统。管道的总释放量取决于管道泄漏探测系统的响应以及阀门的关闭时间。

这项技术试图为管道的一维液压行为进行数学建模。从数学上说，这是一个初始边界值问题，其经由取自管道压力、流量和温度的取样测量值的边界条件进行完整定义。给定管道进口处的压力和流量时，相关公式可求解出口处压力和流量。泄漏则被确定为预测值与测定值之差[6]。

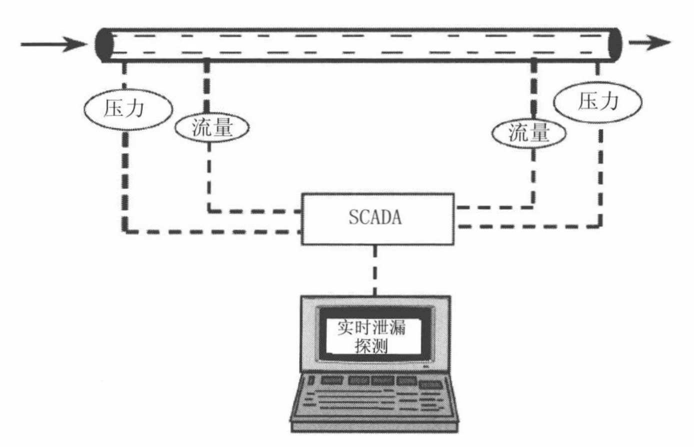


图 40.2　管道泄漏探测系统

液压控制方程系应用于仿真基于模型的系统内的流体流量，其如下：

- 质量守恒式；
- 动量守恒式；
- 能量守恒式；
- 流体状态式。

守恒定律系由非稳态偏微分方程进行描述，其中的液压参数如压力、温度和流量均为管道沿程的时间和距离的函数。偏微分方程经由不同的计算技术求解，其取决于供应商的选择。目前应用于商业软件包的各种方法包括：

- 有限差分；
- 有限元；
- 特征线法；
- 频率响应 / 空间离散化。

该方法需要管道进口和出口处的流量、压力、温度测量值。如果在管道沿程的多个点可采集压力 / 温度测量值，那是上佳选择。

40.2.3.4 流速或压力的变化 Change of flow rate or pressure

这项技术基于这样的假设，即管道进口或出口处流速或压力的高速变化预示着发生了泄漏。如果流速或压力的变化大于特定时间期限内的预定值，则生成泄漏警报。系统的设计旨在探测会导致管道破裂的压力和 / 或流速的突发变化。因泄漏所致的流速突发变化将以音速传播，并迅速进入新的稳态[7]。

其主要不足在于因背景事件和噪音所致的信号清晰度损失。主要问题是假警报率。流速或压力变化系统能够估算泄漏的多少，但不能定位泄漏，因为仅源自于一台监测器的信号信息并不充分。

这些系统的有效性取决于管道长度以及关键是何处发生泄漏。当泄漏点位于靠近监测器的管道下游末端时，响应和敏感性最大。

40.2.3.5 压力变化趋势监测 Pressure trend monitoring

压力变化趋势监测法系基于这样的假设，即如果管道出现泄漏，那么管道内的压力将下降。通过压力测量值的统计分析，其平均值的减小可表明有泄漏。如果差值大于预设值，则生成泄漏警报。

采用压力变化趋势监测法探测泄漏，系通过监测管道沿程上单个压力发射点的管道压力以及针对源自原有压力测量值的统计运行趋势进行数值比较。如果连续测量值的特性可证实存在泄漏，即可确定选择性过滤阈值和软件阈值的组合。

这一方法的优点：

- 所需仪表水平较低且安装成本小；
- 压力变化趋势监测和质量平衡的组合系统可作为补充。

这一方法的缺点：

- 并非仅有泄漏才会导致管道压力下降。当发生不可见的瞬态情形时，生成假警报的概率变大。泄漏警报相对较少的运行方式对系统探测中等到大量泄漏起到限制作用。但与其他系统相比，其探测泄漏的速度会更快。
- 通过两个压力发射点的测量值之间的时间标记式压力数据来确定泄漏位置。

40.2.3.6 声发射探测器 Acoustic emission detectors

发生泄漏时，随着流体从管道中逸出，将生成声振动能信号。信号波以管道内流体的物理特性所确定的速度进行传播。所发射的声音强度与紊流速度的八次方成正比，并随压力的增加而明显变大。许多海底油气管道的运行流态均呈现高度紊乱。对于受压海底气体管道，可简单假定泄露即为声源。但对于输出石油管道，则有可能泄漏并非就是声源[5]。

声探测器可连续运行，以探测此类波动，然后发现泄漏所在[3]。其可确定所估算的泄漏位置和泄漏量。这一方法可用于新建或改建管道，比软件法更为敏感，响应更为实时。但是，声传感器系用于探测管道内的声信号，并区别出泄漏声响与正常运行变化所产生的其他声音。因大流量所致的噪音情况会掩盖泄漏信号。由于探测范围的限制，需要设置许多传感器进行管道沿程监测，其意味着成本极大。

40.3 不同方法的关键特征 Key Attributes of Different Methods

泄漏探测系统的设计应融入到整体的海底系统设计之中。迄今已安装泄漏探测器的海底结构物主要是上部设施的管道终端以及海底的采油树、基盘和管汇上。海底系统集成商的反馈信息表明，将传感器以机械方式集成到海底结构物中以及控制系统中，在大多数情况下是可以解决问题的，但重要的是需要在设计阶段的早期识别这一要求[2]。

因此，泄露探测系统应作为主要的设计要求纳入其中，而不是作为设计阶段后期的添加物。不过，每一种泄漏探测法均有其优缺点。为评估不同方法的性能，需对泄漏探测系统的下述特征进行界定：

● 泄漏敏感性（最小泄漏探测阈值）：采用假警报相对较少的运行方式就能够探测到少量的缓慢泄漏吗？是否有后备探测系统或监视计划来观察证实少量的缓慢泄漏吗？

● 位置估计能力：可否进行位置估计或者是否有泄漏后警报工具来确定泄漏的位置？

● 运行变化灵活性：如果管道经历了运行变化如清管作业，那么该方法有效吗？这对项目而言重要吗？或者此类变化相对较少见吗？

● 适用性：该方法是否不间断地监测管道？即一天 24 小时。

● 维护要求：系统维护所需的技术知识的水平。

● 成本：资本支出（CAPEX）和运行成本（OPEX）。

表 40.1 示出了不同泄漏探测方法的特征。方法的选择将依据管道的相关要求进行。

表 40.1　不同方法的关键特征[13]

方法	泄漏敏感性	位置估计	运行变化	适用性	维护要求	成本
生物法	是	是	是	否	低	高
目视	是	是	是	否	低	高
声音	否	是	否	是	中等	中等
取样	是	是	是	否	中等	高
负压	否	是	否	是	低	低
流量变化趋势	否	否	否	是	低	低
管道充填补偿式质量平衡	参见表 40.2	否	否	是	低	低
RTTM	参见表 40.2	是	是	是	中等到高	中等
压力变化趋势监测	参见表 40.2	否	否	是	低	低

相关特征归类如下：

是：好；否：不好；低：好；中等：平均；高：不好 。

表 40.2 为不同泄漏探测的详细监测技术，用于选定管道的泄漏探测方法。

表 40.2　不同泄漏探测的监测技术[8]

泄漏探测方法	泄 漏 量	时　间
管道充填补偿式质量平衡	设有 LACT 单元的单相管道为 0.15%~1%/ 多相管道为 5%~30%，取决于计量	中等到大量泄漏为数分钟至数小时不等，缓慢泄漏为 24 小时，取决于管道长度
压力变化趋势监测	>1%	中等到大量泄漏为数分钟至数小时不等，取决于管道长度
声压波	--	中等到大量泄漏为数分钟至数小时不等，取决于管道长度
实时瞬态模型	优于或同管道充填补偿式质量平衡一样	取决于泄漏的多少和管道的长度
统计分析	>1%	取决于泄漏的多少和管道的长度

40.4 泄漏探测原理
Principles of Leak Detection

40.4.1 梯度交会法
Gradient Intersection Method

梯度交会法系基于这样的事实，即如果出现泄漏，长度为 L 的管道沿程上的压力分布将发生显著变化。图 40.3 为管道发生泄漏时出油管沿程上压力和流速的变化[9]。

无泄漏管道的压力下降为直线，如图 40.3 中实线所示。如果出现泄漏，压力分布在泄漏点出现弯曲，如图中虚线所示。可通过计算泄漏处上下游压力分布的交会点来确定泄漏位置。经典的梯度交会法系采用进口附近的两个压力读数和出口附近的的两个压力读数来计算两条直线的梯度。基于模型的梯度交会法则借助于实时瞬态模型来计算两个梯度，经由进出口处的流量和压力测量值计算得出。

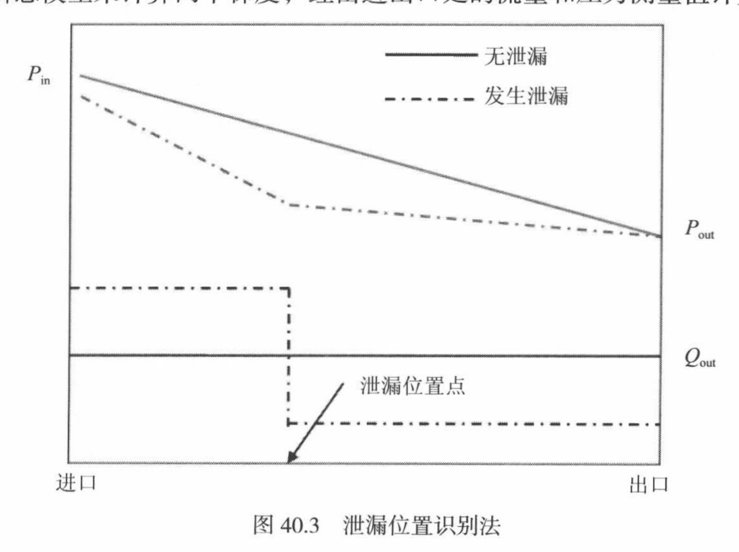


图 40.3　泄漏位置识别法

图 40.3 为管道泄漏前后的压力分布，因此 Bernoulli 公式可用于求解位置点

$$\frac{P_1}{\rho g} - x \times \beta \frac{Q^{2-m} v^m}{d^{5-m}} = \frac{P_0}{\rho g} + (L - x) \times \beta \frac{Q_0^{2-m} v^m}{d^{5-m}} + \Delta h$$

$$x = \frac{(P_1 - P_0) d^{5-m} - \rho g \Delta h d^{5-m} - \rho g L \beta Q^{2-m} v^m}{\rho g \beta \left(Q_i^{2-m} - Q_0^{2-m}\right) v^m} \quad (40\text{–}1)$$

$$x = \frac{\overline{p}_t - \overline{p}_o - KL\overline{Q}_o^2}{K\left(\overline{Q}_t^2 - \overline{Q}_o^2\right)} \quad (40\text{–}2)$$

式中：

$$K = \frac{\rho g \beta v^m}{d^{5-m}}$$

K 值可基于测量值通过最小二乘法来确定，也可根据流体力学进行计算。

40.4.2 质量平衡法 Mass Balance Method

质量平衡法系根据质量守恒定律。处于稳态时，进入无泄漏管道（M_i）的质量将与离开的质量（M_o）实现平衡。更为普遍的情况是，两个末端的质量差须针对管道的存量质量变化进行平衡（ΔM_{pipe}）。

$$\Delta M_i - \Delta M_o = \Delta M_{pipe} \quad (40\text{–}3)$$

管道的质量等于产品密度乘以管道体积。两者皆为温度和压力的函数，密度则是产品成分的函数。相对于管道沿程，这些数值均不一定是常数。

任何附加的质量不平衡均表明出现泄漏。可通过公式的重新设置并添加泄漏质量项对此进行量化（ΔM_{leak}）：

$$\Delta M_{leak} = \Delta M_i - \Delta M_o - \Delta M_{pipe} \quad (40\text{–}4)$$

40.4.3 统计泄漏探测系统 Statistical Leak Detection Systems

40.4.3.1 引言 Introduction

统计泄漏探测系统采用统计法来探测泄漏，如果根据所选统计参数表明出现泄漏，那么这就是进行决策优化的机会。不过，这需要大量的测量值。ATMOS 国

际公司的 ATMOS PipeTM 就是一个实例 [10, 11]。

ATMOS Pipe 将先进的统计技术应用于分析管道的流量、压力和温度测量值。因运行变化所致的不同结果需以记录，并因此通过调整统计参数而使系统性能更为可靠。其不通过求解偏微分方程来计算管道中的流量或压力，但需通过可用的测量数据来测定流量与压力之间关系的变化。

40.4.3.2 泄漏探测算法 Leak Detection Algorithm

ATMOS PIPE 采用统计技术来探测进出口处整体流量和压力性能的变化。管道出现泄漏之后，管道压力和流量之间的关系始终处在变化之中。例如，泄漏会导致管道压力下降并使进出口流速不一致。泄漏探测系统的设计系用于探测此类变化，也即模式识别。

确定泄漏的依据是以定期取样间隔进行概率计算。概率计算的基本原理是质量守恒和假设检验：将泄漏与无泄漏进行对比。尽管由于运行变化使得管道内的流量和压力产生波动，从统计上说，进入和离开系统的总质量须通过系统内的存量变化而得以平衡。如果系统发生泄漏，则不能维持这样的平衡。与既有平衡之间的偏差系通过最佳统计测试方法来测定——序贯概率比检验法（SPRT）[12]。

概率计算和模式识别的组合为 ATMOS 提供了极高的系统可靠性，也即最低的假警报率。无泄漏运行时，质量平衡原理确定进出口流速之差应等于管道的存量变化。因此，需计算下述项 [3]：

$$\tau(t)=\sum_{1}^{M}Q_{\mathrm{i}}(t)-\sum_{1}^{N}Q_{\mathrm{o}}(t)-\sum_{1}^{L}\Delta Q_{\mathrm{p}}(t) \tag{40-5}$$

式中：

$\tau(t)$ 为在时间 t 时的流量差修正项。实际上，$\tau(t)$ 经常环绕非零值波动，因仪表和流体压缩性的固有差异所致。

$Q_{\mathrm{i}}(t)$ 为表示进口处的流量测量值，$Q_{\mathrm{o}}(t)$ 为出口处的测量值。

M 为进口数量；

N 为出口数量；

L 为管段数量；

Δ 为 $t-1$ 至 t 取样期间存量变化的修正项；

Q_{p} 为管道的压力与温度函数。

管道中的不同产品类型会导致存量计算出现变化。上述过程的平均值保持不

变，除非管道发生泄漏或者仪表出现误差。这两种失效模式的区别须由后续分析得出，例如仪表改变了模式识别。ATMOS PIPE 能够识别出典型的仪表误差，并告知运营商可能出错的仪表所在。

40.4.3.3　序贯概率比检验 Sequential Probability Ratio Test

ATMOS PIPE 的核心引擎是序贯概率比检验（SPRT）取样分析法，原作为一种非常有效的质量控制统计法开发而成。Dr. Zhang 通过开发相关算法将序贯概率比检验应用于管道 SCADA 系统的测量数据，并在许多管道上进行了成功应用。

ATMOS PIPE 将两种统计假设进行对比：证实泄漏（H_1）的管道测量数据与不证实泄漏（H_0）的管道数据。图 40.4 所示为无泄漏和泄漏测试的条件概率密度函数。如图所示，m 表示正常（无泄漏）运行时的 $\tau(t)$ 平均值，Δm 表示由待探测泄漏量所确定的参数。一旦比较结果超出 99% 的可信度，则生成泄漏警报信号。这一方法将液体管道系统每年的假警报数降至若干个，使得测量数据具有合理性。

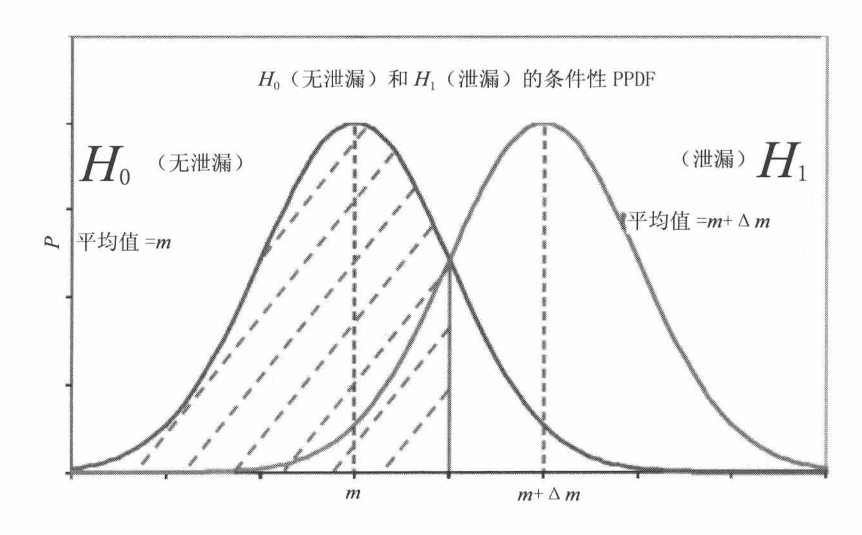


图 40.4　无泄漏和泄漏测试的条件概率密度函数

考虑到随时间出现的仪表漂移，需采用无泄漏警报期间可用的测量值来缓慢调节 m 值。σ^2 值取决于管道流量和压力信号的波动。对于管道中运动条件的变化，需取不同的 σ^2 值。通常可自动识别管道中的三种运行模式：

● 稳态运行，运行状态 =0；

● 中等运行变化，运行状态 =1；

● 较大运行变化，运行状态 =2。

较大运行变化之后，SPLD 系统在探测泄漏时将比稳态运行期间耗时更多。确定选择不同的 σ^2 值是为了达到最大的系统可靠性，而不削弱泄漏探测的功能。

用于针对假设 H_0 而测试假设 H_1 的序贯概率比检验法可变换为计算下述积累和：

$$\lambda(t)=\lambda(t-1)+\frac{\Delta m}{\sigma^2}\cdot\left[\tau(t)-m-\frac{\Delta m}{2}\right] \tag{40-6}$$

通过在线计算值 $\lambda(t)$ 与预设阈值的比较，可生成泄漏警报。

在探测到泄漏之后，通过从平均值 $\lambda(t)$ 中减去在线更新值 m 来估算泄漏率，参见上式。

40.4.4 负压波法 Negative Pressure Wave Method

出现泄漏时，管道内容物中产生稀疏波。稀疏波则从泄漏点开始向上下游传播。其传播的速度等于管道内容物中声音的传播速度。压力传感器可应用于测定与时间相关的压力梯度。每一条管段通常配备两个传感器，有助于区分噪音与外部产生的压力降。

压力降的波动和不稳定明显有别于正常运行和正常的近垂直波面，当波动和不稳定超出预设值时就出现泄漏。

负压波法能够探测稳态条件下的泄漏，而压力的微小变化易引起出现无法探测的泄漏。这在液体管道中最常用，就像压力波在气体管道中快速减弱一样。

负压波法的关键特征包括：

（1）压力信号处理（小波变换法）；

（2）确定管道中的波传播速度；

（3）确定压力降波动的临界值。

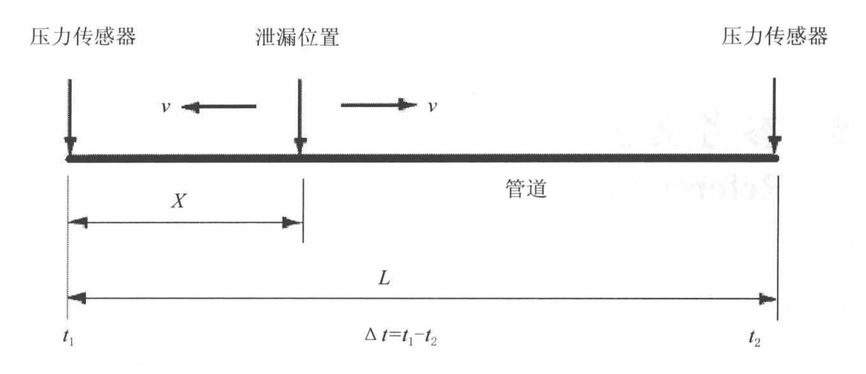


图 40.5 泄漏位置识别法

如图 40.5 所示，可根据下式识别泄漏位置：

$$\Delta t = \frac{X}{a-v} - \frac{L-X}{a+v} \tag{40-7}$$

$$X = \frac{1}{2a}\left[L\left(a-v\right)+\Delta t\left(a^2-v^2\right)\right] \tag{40-8}$$

液体的传播速度经由下式计算：

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1+\left[\left(K/E\right)\left(D/t\right)\right]C_1}}$$

式中：

a 为压力波传播速度；

v 为液体流速；

ρ 为液体密度；

K 为液体体积弹性模量；

D 为管道内径；

t 为管壁厚度；

E 为管道材料弹性模量 kg/m^2；

C_1 为管道参数和液体特性。

如果日常运行中压力和流量保持恒定，那么这项技术将实现无故障运行，其适用于某些液体管道，但不包括气体管道。预防假警报的统计方法一般不予采用。避免假警报的唯一方式是设定宽泛的警报极限。这会诱发短时间内探测出液体管道内的泄漏。气体管道的压力变化相当缓慢，因此泄漏探测也较为缓慢。这一方法仅用于探测足够量的突发泄漏。

40.5 参考文献 References

[1] API 1130, Computational Pipeline Monitoring for Liquid Pipelines. American Petroleum Institute, 2002.

[2] DNV–RP–F302, Selection and Use of Subsea Leak Detection Systems, DNV, April 2010.

[3] J. Zhang, Designing a Cost Effective and Reliable Pipeline Leak Detection System, REL Instrumentation Limited, Manchester, UK, 1996.

[4] B. Eisler and G. A. Lanan, Fiber Optic Leak Detection Systems for Subsea Pipelines, OTC 23070, 2012.

[5] HSE, Pipeline Leak Detection Study, OTH 94 431, 1996.

[6] M.A. Djeziri and B.O. Bouamama, Reliability Analysis of Fluid Leak Detection and Isolation System, Volume 4, No.5, Journal of Energy and Power Engineering, May 2010.

[7] G. Geiger, Fundamentals of Leak Detection, KROHNE Oil & Gas, Breda, Netherlands, 2008.

[8] BP, The Baku–Tbilisi–Ceyhan （BTC） pipeline Project ESIA, Appendix 6, Oil Spill Prevention and Mitigations. 2003.

[9] R. N. Gajbhiye and S. I. Kam, Leak Detection in Subsea Pipeline: A Mechanistic Modeling Approach with Fixed Pressure Boundaries, SPE Projects, Facilities & Construction, Vol 3, No 4, 2008.

[10] J. Zhang, E.D. Mauro, Implementing a Reliable Leak Detection System on a Crude Oil Pipeline, Advances in Pipeline Technology, Dubai, UA, 1998.

[11] R. Beushausen, S. Tornow, H. Borchers, K. Murphy and J. Zhang, Transient Leak Detection in Crude Oil Pipelines, Proceedings of IPC 2004 International Pipeline Conference October 4 – 8, Calgary, Alberta, Canada, 2004.

[12] R.M. Baptista, A.L.G. Maricato and P.A. Masiero, A Pipeline LDS Trial: Comparing Compensated Volume Balance Against SPRT Statistical Based LDS In A Brazilian Pipeline. Proceedings of IPC 2004 International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada, 2004.

[13] B. Eisler, Leak Detection Systems and Challenges for Arctic Subsea Pipelines, OTC 22134, 2011.

第 41 章　光纤监控系统

Fiber-optic Monitoring System

41.1 引言 Introduction

20 世纪 60 年代初期，光纤最早被视为光学元件。Charles Kao[1] 首先提出低损耗光纤可以在电信应用中与同轴电缆和金属波导管竞争。但直至 70 年代，当 Corning Glass Works 宣布光纤损耗可低于 10dB/km 的基准水平时[2, 3] 才实现了光纤的商业应用。

光纤在设计上是用于全内反射的，从纤芯至包层无光线传输。对于如图 41.1 所示的光纤，n_1 为纤芯折射率，而 n_2 为包层折射率。式（41–1）为几何光学第三基本定律，也称为 Snell 定律。当全内反射时 θ_T 为 90°，因而可通过式（41–1）得出临界角 θ_I。式（41–3）中光纤的数值孔径（N.A.）可度量光纤的光接受能力。

$$\frac{\sin\theta_T}{\sin\theta_I}=\frac{n_1}{n_2} \tag{41–1}$$

已知 θ_T=90°，则临界角 θ_I 可表达如下：

$$\sin\theta_I=\frac{n_1}{n_2} \tag{41–2}$$

$$N.A.=n_1\sqrt{1-\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2}=\sqrt{n_1^2-n_2^2} \tag{41–3}$$

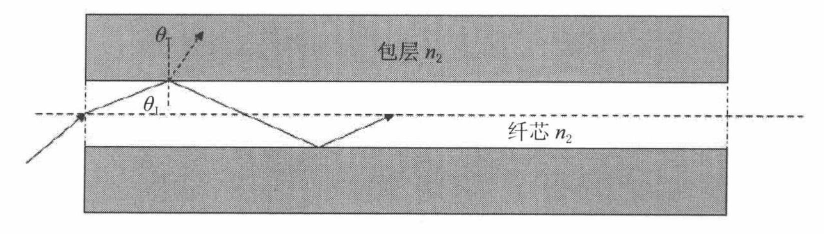


图 41.1 光纤中的光传输图

光纤科技非常依赖材料科学、集成光学和导波光学、量子力学和物理光学、通信工程以及其他学科。为了降低环境因素对光纤的影响，光纤通信应用领域投

入了大量努力。而另一方面，光纤也可用作光纤传感器，利用同样的物理原理测量应变、温度、声场、压力以及其他量值，通过对光纤做一些改变即可将待测量值调制为光纤中光的强度、相位、偏振及波长或渡越时间。光纤传感器得到了广泛应用，过去 20 年里其在油气业的使用记录包括管道状态和泄漏监控、优化油井生产力、液化天然气（LNG）工厂泄漏检测以及冷却过程监控[4]。本征光纤传感器一个特别有用的特点是如若需要可在极长距离内提供分布式传感，此特点适合于管道应用。光纤传感和监控已经在 Offshore Pipelines & Risers （OPR）公司制造的海底柔性增强热塑性塑料管（RTP）中得到实用。增强热塑性塑料管是一种光滑而连续的管道。本章将介绍光纤传感器技术在海底增强热塑性塑料管中的应用及其基本机制。

41.2 光纤传感器技术 Fiber-optic Sensor Techniques

在过去的几十年里，光纤传感器技术已经从实验阶段发展到实际应用。例如在大坝和桥梁上安装分布式光纤传感器用以监控这些设施的内部变形参数。随着光纤网络的迅速发展，由于光纤通信业的关键光学元件（例如激光源和光电探测器）价格降低，光纤传感器的成本也大幅下降。光纤传感器在传感技术领域得到了广泛应用，其效果要优于一些传统传感器。光纤传感器因其尺寸小、重量轻、无电磁干扰以及光学损耗极低而在各种传感应用中有着诸多优势，具备沿着光纤进行分布式多重测量的能力并易于与数据通信系统连接。

41.2.1 光纤布拉格光栅传感器 Fiber Bragg Grating Sensor

光纤布拉格光栅（FBG）传感器由包含在一小段光纤中的分布式布拉格反射器构成，可反射特定波长的光而传输其他波长的光，如图 41.2 所示。通过使用可产生特定波长介质镜的紫外光，使折射率沿着纤芯传输轴方向发生固定周期性变化即可实现此功能。

对于光纤布拉格光栅传感器而言，布拉格波长对应变和温度均较敏感。布拉格波长的相对偏移量可由下式给出：

$$\frac{\Delta\lambda_{B}}{\lambda_{B}}=(1-p_{e})\varepsilon+(\alpha_{\Lambda}+\alpha_{n})\Delta T \tag{41-4}$$

式中 p_e 为应变光学系数，α_Λ 为光纤的热膨胀系数，α_n 为电光系数，ε 为施加应变，而 ΔT 为温度变化量。

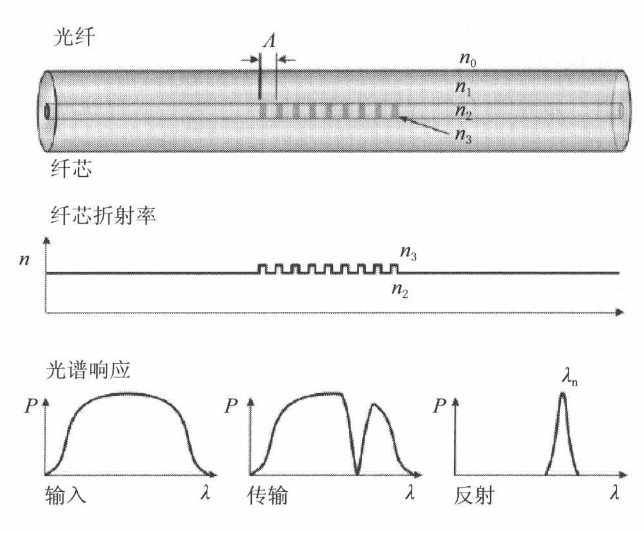


图 41.2　光纤布拉格光栅传感器及其折射率曲线和光谱响应

光纤布拉格光栅是一种比较流行的商业技术并得到了广泛应用，例如公众健康监控、用于极严酷环境的压力传感器以及飞机结构复合材料的应变和温度传感器等[5，6]。光纤布拉格光栅传感器对沿着整条光栅的不均匀应变分布非常敏感，不均匀应变分布会改变传感器的反射光谱。因而能够探测到微小变形所导致的不均匀应变，应变和温度的灵敏度通常可高达 1$\mu\varepsilon$ 和 0.1℃。尽管可使用基于时间和基于频率的方法分离不同光栅的信号，但光纤布拉格光栅传感器并不能像点传感器技术那样提供完整的应变 / 温度状态，并且其量程也无法满足增强热塑性塑料管安装和维护过程中的较大应变要求。

41.2.2 分布式光纤传感器 Distributed Fiber-optic Sensor

涉及光纤传感器的早期工作主要集中于针对特定点位进行测量，但光纤传感器也可测量作为光纤沿程位置函数的外部参数域。不同类型的光纤传感器如图 41.3 所示。光学反射计是光波系统和元件的重要诊断工具，基于光纤的测量通常使用三种反射技术：光学时域反射（OTDR）、光学低相干反射（OLCR）和光学频域反射（OFDR）。这些技术在基本物理原理上各不相同，因而需对分辨率、速度、灵敏度以及精确度进行权衡。光学时域反射通常用于长距离（km）低分辨率（≈ 1m）应用，光学低相干反射在短距离（≤ 5 m）可以到达亚毫米级分辨率，而光学频域反射介于两者之间，适用于距离几十至几百米且分辨率为毫米至厘米级的应用 [7]。

距离达到几十公里的分布式测量只能使用基于光学时域反射技术的光纤传感器。光学时域反射技术最早于 1976 年被证实可以测量光纤的衰减特性。光学时域反射计能够测量光纤特性，因而被广泛用于各种应用，例如光纤生产、网络测试和光纤传感器等 [9]。光学时域反射计在光纤末端发射短脉冲光并测量作为时间函数的瑞利散射光、布里渊散射光及拉曼散射光的强度。根据光在光纤内的速度可以方便地将时间变换为距离。光纤传感器系统的空间分辨率取决于光脉冲长度。使用频率滤波器和光谱分析仪，分别通过声振动（瑞利）函数、温度（拉曼）函数以及温度 / 应变（布里渊）函数即可对散射信号的频率和振幅进行分析。

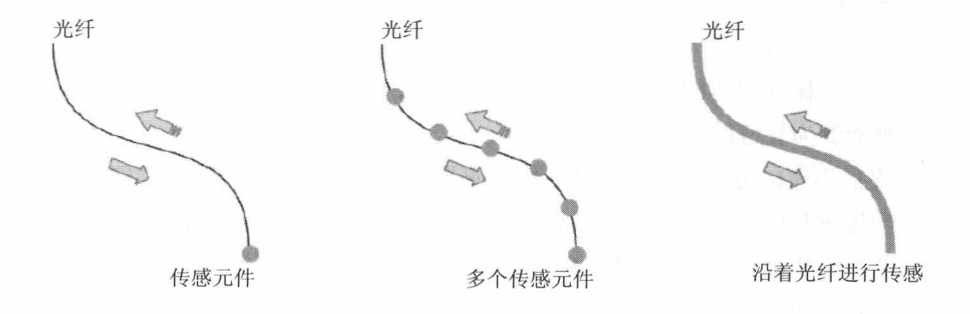


图 41.3　不同类型的光纤传感器

标准激光光纤的一些散射效应会受到环境条件（应变 ε 和温度 ΔT）的影响，



如图 41.4 所示。光纤的三种主要散射是瑞利散射、布里渊散射和拉曼散射。

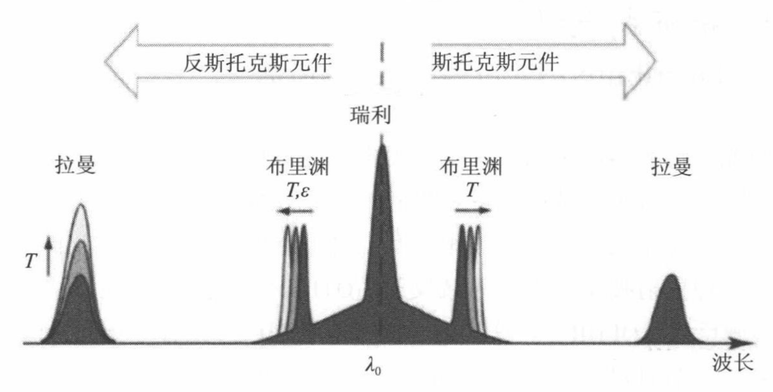


图 41.4　温度或应变所致的光纤传感器散射效应 [10]

1. 瑞利散射

基于光纤材料密度和成分随机波动的高强度弹性光散射。这种弹性散射对环境条件不敏感，可用于光纤完整性传感和干涉传感。因为沿着光纤的瑞利散射是光纤的固定特征，所以可将其用作“标记”[11]。

瑞利散射分布式干扰传感器（DDS）基于光学时域反射技术并沿着光纤发射相干激光脉冲。瑞利后散射振幅发生变化说明沿着光纤出现干扰或振动。因而分布式干扰传感器主要用于事件检测，但无法提供量化测量值，例如干扰的振幅、频率和相位。

采用相干光学时域反射（COTDR）技术，基于瑞利散射的分布式声学传感（DAS）技术具有噪声水平极低、动态范围广以及分辨率极佳的优点。使用合适的光学元件配置可增加脉冲源的相干长度，使其大于仪器的空间分辨率。此现象导致对外部振动引起的光纤传输状态非常敏感，例如第三方干涉。因而分布式声学传感能够为管道提供第三方干涉监控。

发展迅速的分布式声学传感光纤传感器可用于井底监控和地球物理检测，其在声学传感和成像应用中具有优势 [12~15]。分布式声学传感能够对沿着光纤散射的光场的声学扰动进行高敏感性快速量化测量（较大动态范围内的相位、频率和振幅），且空间分辨率极佳。一些创新性分布式声学传感特殊装置和方法适用于不同的严酷使用条件。分布式声学传感的最大测量范围一般约为 40~50km，取决于光纤衰减和输入相干脉冲的功率，并且需在空间分辨率和最大测量范围之间进行权衡。对于测量范围较大的情况，例如管道，分布式声学传感器的典型分辨率为

10m。如果油气井内铺放了大量光缆，则空间分辨率可以达到 1m。与其他分布式光纤传感器相比，分布式声学传感器的优点是能够以几十千赫的频率在数公里测量范围内数字化记录声场，这是高频快速响应传感器的一个优势。

2. 拉曼散射

光纤材料内的非弹性光散射和分子振动。这种散射过程通常被描述为入射光和光学声子之间的散射相互作用。分子振动的振幅和散射信号会受到环境温度的影响。20 世纪 80 年代初开发的光纤分布式温度传感（DTS）法利用了如图 41.5 所示的拉曼效应。



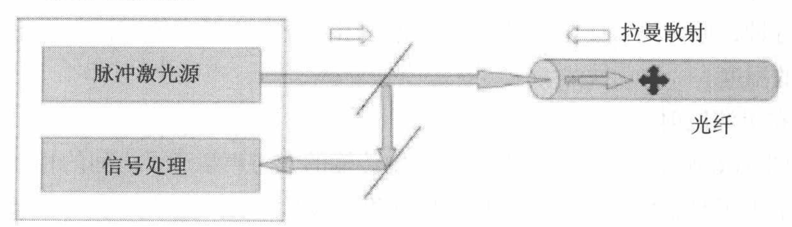


图 41.5　基于拉曼效应的分布式温度传感（DTS）

大部分使用拉曼散射的温度传感器均将斯托克斯波与反斯托克斯波进行比较。温度越高，反斯托克斯散射就越多，可由下式予以表达：

$$\frac{P_{AS}}{P_S}=\left(\frac{\lambda_S}{\lambda_{AS}}\right)^4 e^{\frac{-h\Delta v}{KT}} \tag{41-5}$$

式中 P_{AS} 为测得的反斯托克斯功率，P_S 为测得的斯托克斯功率，λ_S 为斯托克斯散射光的波长，而 λ_{AS} 则为反斯托克斯散射光的波长。

可通过下式确定沿着光纤不同距离的温度[16]：

$$T(z,t)=\frac{\gamma}{\ln\left(\frac{P_S(z,t)}{P_{AS}(z,t)}\right)+C(t)-\int_0^z \Delta\alpha(z')\mathrm{d}z'} \tag{41-6}$$

式中 T 为温度，z 为距离，分布式温度传感设备末端处的 z=0。γ 取决于量子态分布。在实际应用中，对于特定分布式温度传感设备可将 γ 视为常数，虽然作为设备温度和电源的函数 γ 会发生较小变化。C（t）说明有效传感器对拉曼信号敏感性的差别。Δ_{α}（z）项代表沿着光纤斯托克斯散射和反斯托克斯散射的差分衰减，为了得到正确温度必须对此参数进行校正。

使用分布式温度传感进行泄漏检测的原理是管道中输送产品（油、气和水等）

的热特性与管道周围环境的热特性明显不同。应根据输送产品的热特性对分布式光纤进行仔细设计。

一个分布式温度传感器能够测量长达 30 km 的管道，在整个测量范围内的空间分辨率可达 1m。三种散射光中拉曼散射光最弱的原因是距离有限。温度分辨率可以达到 0.1℃，借助多路复用器能扩大探测范围，最大测量范围为 60 km。对于陆地管道这种设备易于使用，而对于长距离海底管道则比较困难。采用分布式温度传感器探测泄漏已应用于陆地液化天然气管道和 57km 乙烯气体管道 [17]。

对于数千个井底应用而言，目前商业分布式温度传感器使用最为广泛，通常传感距离为 10km。但为了获取足够的信号，分布式温度传感器的响应时间一般需要约几分钟，原因是拉曼散射的强度较低。因而分布式温度传感器适用于测量变化缓慢的温度。

3. 布里渊散射

如图 41.6 所示，这种散射是由光纤中传输的光与声学声子之间的相互作用所致。声学声子是整体振动，在玻璃中的速度为 6 km/sec。这些行波沿着光纤移动时会改变局部玻璃的密度和折射率，如同对多普勒位移光进行后散射的移动布拉格光栅。如果声学声子在玻璃中损失了能量，那么布里渊位移光的频率就低于输入光并被称为斯托克斯光。如果声学声子在玻璃中获得了能量，那么布里渊位移光的频率就会增加并称为反斯托克斯光。热产生的声波可使折射率出现波动并导致发生布里渊非弹性光散射，此类热扰动能够以偏移频率散射入射光。与来自光学声子散射光的拉曼散射类似，布里渊散射来自声学声子散射光 [10]。散射光一般非常弱，但在光纤中光可以传输较长距离而不发生明显衰减。这使得高布里渊增益成为光纤通信中一个重要但通常又是不利的效应。而另一方面，利用光纤中应变或温度的布里渊光谱频率偏移可开发出全分布式光纤传感器。这种长距离分布式应变传感器已应用于土木结构物、环境监控、航空业以及岩土工程等。

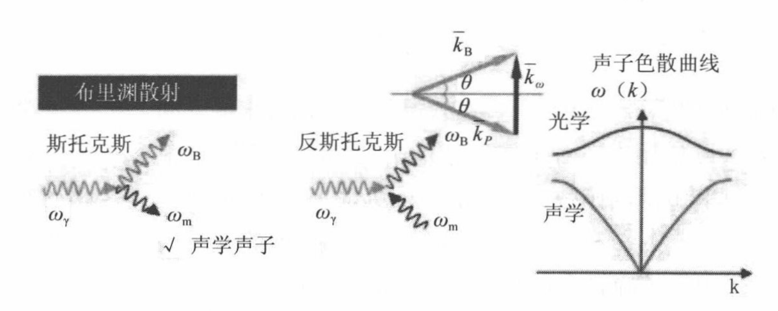


图 41.6　布里渊散射和声子色散示意图

图 41.7 为光纤传感器中的自发布里渊后散射。光纤中的布里渊散射为电磁场（声子）与光纤密度变化相互作用的结果。当输入激光强度较高时，由于电致伸缩效应，泵浦和斯托克斯波之间的脉冲会使变密度发生改变，导致受激布里渊散射。

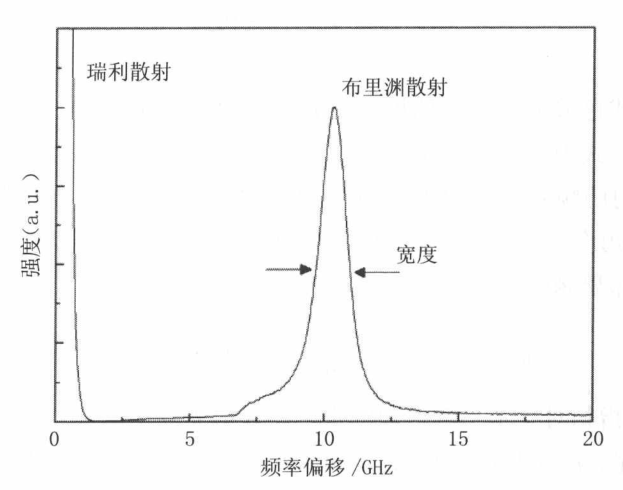


图 41.7　光纤传感器中的布里渊后散射（强度、频率偏移和宽度）

（1）自发布里渊散射。

- 环境（应变、热）所致声波的散射；
- 斯托克斯元件和反斯托克斯元件的强度相似。

（2）受激布里渊散射。

- 由于电致伸缩效应，强泵浦波可产生声波；
- 就散射强度而言，反馈增益为正；
- 热噪声可产生强散射信号。

频率偏移：就声学模式而言，两个相邻原子的振动方向是相同的，即原子以相对较小的相移进行振荡。

能量守恒：

$$\hbar\omega_{\mathrm{B}} = \hbar\omega_{\mathrm{P}} \pm \hbar\omega_{\mathrm{m}} \tag{41-7}$$

动量守恒：

$$\vec{K}_B = \vec{K}_p \pm \vec{K}_m \tag{41-8}$$

$$\omega_{\mathrm{m}} \ll \omega_p, \omega_{\mathrm{B}} \simeq \omega_{\mathrm{p}}, \left|\vec{k}_{\mathrm{B}}\right| \simeq \left|\vec{k}_{\mathrm{p}}\right| \tag{41-9}$$

$$\vec{k}_{\mathrm{m}}^{2}=\vec{k}_{\mathrm{p}}^{2}+\vec{k}_{\mathrm{B}}^{2}-2\left|\vec{k}_{\mathrm{p}}\right|\left|\vec{k}_{\mathrm{B}}\right|\cos 2\theta \approx 2\vec{k}_{\mathrm{p}}^{2}\left(1-\cos 2\theta\right)=4\vec{k}_{\mathrm{p}}^{2}\sin^{2}\theta \tag{41-10}$$

$$\omega_{\mathrm{m}}=k_{\mathrm{m}}v_{\mathrm{sound}}=2\omega_{\mathrm{p}}n_{\mathrm{p}}\frac{v_{\mathrm{sound}}}{c}\sin\theta \tag{41-11}$$

$$\frac{\omega_{\mathrm{m}}}{\omega_{\mathrm{p}}}\propto\frac{v_{\mathrm{sound}}}{c}\approx 10^{-5} \tag{41-12}$$

声学模式色散关系的类型决定了散射光的几个关键特性，例如相对较小的频率偏移 10–5。式中 n_{p} 为折射率，V_{sound} 为声速。布里渊散射光的频率偏移（GHz）要比拉曼散射的频率偏移（THz）小得多，如图 41.4 所示。布里渊散射的频率偏移 ω 取决于角度 θ，反向（$\theta=\pi$）的散射效率最高。

强度：布里渊散射光的强度如下式所示：

$$I_{\mathrm{HH}}=I_{0}V_{\mathrm{s}}\pi^{2}kT\frac{\varepsilon^{4}}{\lambda_{0}^{4}}\frac{1}{\rho {v_{L}}^{2}}\left|p_{44}+\left(p_{12}+p_{44}\right)\cos\theta\right|^{2} \tag{41-13}$$

式中 H 指相对于水平散射面的水平，入射光强度为 I0，V_{s} 为散射体积，kT 为热声子能量，ρ 为质量密度，v_{L} 为纵向声速，而 p_{ij} 为弹光系数。因为散射由介电常数 ε 发生波动所致，所以其最终是源自声波导致的应变。

线宽：布里渊散射光的线宽为

$$\delta\omega=4n2\Gamma\frac{\omega^{2}}{c^{2}}\sin^{2}\left(\frac{\theta}{2}\right) \tag{41-14}$$

$$\Gamma=\frac{1}{\rho}\left[\frac{4}{3}\eta_{\mathrm{s}}+\eta_{\mathrm{b}}+\frac{\kappa}{C_{\mathrm{p}}}\left(\gamma-1\right)\right] \tag{41-15}$$

式中：

Γ 为阻尼参数；

η_{s} 为剪切粘度；

η_{b} 为体积粘度系数；

κ 为热导率。

基于布里渊的光纤传感器有两种[18]。布里渊光学时域分析（BOTDA）利用了整个传感长度上泵浦和探头波相互作用导致的布里渊放大；而如图 41.8 所示的布里渊光学时域反射（BOTDR）仅使用了一个泵浦脉冲且在自发布里渊散射区域内工作。受激布里渊系统的应用不如自发系统普遍，但受激布里渊散射（SBS）增强了布里渊光学时域分析中的布里渊散射，与基于布里渊光学时域反射的自发

散射相比，其信号强度和空间分辨率更好（意味着探测器长度更大）。已证明采用布里渊散射的光纤传感器是分布式测量应变和 / 或温度的有效工具。典型的温度分辨率为 0.1~3℃，应变分辨率达 20$\mu\varepsilon$，而局部分辨率则为 1~3m。但分辨率的确切范围主要需根据光缆结构和监控长度。对于单模光纤，基于布里渊后散射的传感器的最大长度通常为 30~100km，取决于光功率损耗（即接头和光纤结构）。长距离传感的空间分辨率和温度（应变）分辨率均会降低。无需在传感长度内安装中继放大器即可达到 100km 传感范围，而对于更长距离（>100km），则需使用掺铒光纤放大器（EDFA）以提高基于布里渊光学时域分析的频分多路复用，空间分辨率和温度分辨率分别可以达到 2m 和 1℃ [19]，应变和温度的典型测量范围为 −3%~+4% 及 −200℃ ~+800℃，取决于光缆材料。但光纤的实际断裂应变约为 1%。

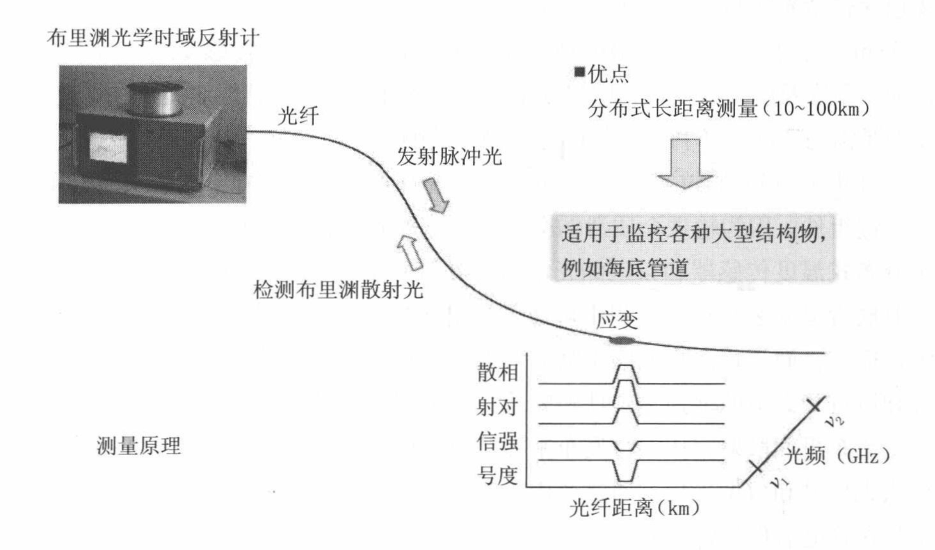


图 41.8 使用布里渊光学时域反射（BOTDR）的光纤示意图

布里渊散射诊断系统的基础是散射光的三个参数：频率偏移、强度和线宽。在许多实际情况下，因为频率偏移的分辨率相对较高，所以可将其视为主要测量参数。布里渊频率作为应变和温度的函数进行变化，ν_{B0} 为零摄氏度和零应变时的布里渊频率，如下式所示。就应变测量而言，可将温度作为常数处理。但现场作业过程中这种假设可能并不适用，因而开发了同时测量温度和应变的不同方法，除布里渊峰值频率偏移外，这些方法还利用了强度、线宽以及多个布里渊峰值特征。

$$\nu_B = \nu_{B0} + \frac{\partial \nu}{\partial T} T + \frac{\partial \nu}{\partial \varepsilon} \varepsilon \tag{41-16}$$

通过布里渊光学时域反射 / 布里渊光学时域分析同时测量温度和应变时可以使用的三个可测量值为：

- 布里渊散射强度和频率偏移；
- 布里渊散射强度和线宽；
- 布里渊散射线宽和频率偏移。

许多不同系统均使用布里渊散射来测量温度和应变，包括也使用了拉曼散射的系统。由于拉曼散射与应变无关，通过测量与温度和应变相关的布里渊散射信号，然后减去根据拉曼散射信号得出的温度值，即可计算出温度和应变。或者使光缆包含较紧光纤和较松光纤，可分别用于布里渊散射的应变和温度测量。

分布式光纤系统基本上由两种元件构成：主控器和光纤传感缆线。为了检测声振动、温度及应变的变化，应根据不同工作条件将光纤传感缆线夹紧在管道上，重要的是需与泄漏流体和应变基体存在物理接触。

对于海底管道监控应用，光纤布拉格光栅传感器可安装在金属接头内，用于监控关键组件。因为输送介质泄漏会导致管道外光缆处的温度发生变化，所以可使用分布式温度传感器和布里渊光学时域反射 / 布里渊光学时域分析进行泄漏检测。海底管道安装和运行过程中可通过布里渊光学时域反射 / 布里渊光学时域分析测量应变，而长距离管道应用则应考虑使用布里渊光学时域分析。但对于检测安装和运行状态下的增强热塑性塑料管，布里渊光学时域反射是更好的选择，因为与受激布里渊散射相比，自发布里渊散射的优点之一是只需通过光纤一端即可进行激光信号和数据采集。通过使用传感光纤的两端能够对整条管道进行传感，即使其在管道沿程某处发生了断裂。

41.3　传感光纤的种类
Types of Sensing Fiber-optic

41.3.1　通信光纤
Telecommunication Optical Fiber

普通光缆主要有四种：多模、单模、保偏和渐变折射率。主要区别是光纤横截面的密度，可导致光纤的传输性质不同。四种类型的光纤及其横截面如图 41.9 所示，横截面为其折射率的函数。多模和单模光纤均为阶跃折射率光纤，从纤芯至包层折射率会发生急剧变化。但多模光纤的纤芯要大于单模光纤的纤芯，这种结构可以传输更大波长范围的更多光模式。保偏光纤为单模阶跃折射率光纤，包含应力棒，可将纤芯中的传输通道分隔成“快”轴和“慢”轴。各轴仅传输线性偏振光，可视为一根光纤中的两个独立通道。

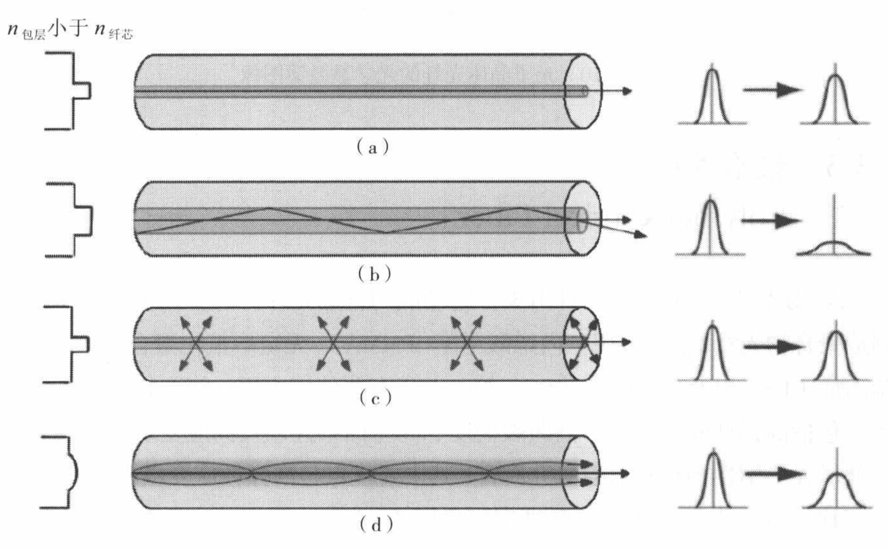


图 41.9　四种光纤及输入信号色散剖面图

(a) 单模光纤　(b) 多模光纤　(c) 保偏光纤　(d) 渐变折射率光纤

41.3.2 光子晶体光纤 Photonic Crystal Fiber

光子晶体光纤（PCF）是一种新型三维布拉格光栅光纤，由包含小气孔的玻璃纤维构成，如图 41.10 所示。因为能够将光限制在中空纤芯内，这种限制特性是传统光纤所不具备的，特别适用于传输高能量的非线性光学装置。根据不同散射信号的频率偏移，可使用光子晶体光纤通过布里渊散射传感对温度和应变同时进行测量 [20]。光子晶体光纤的缺点是成本极高。

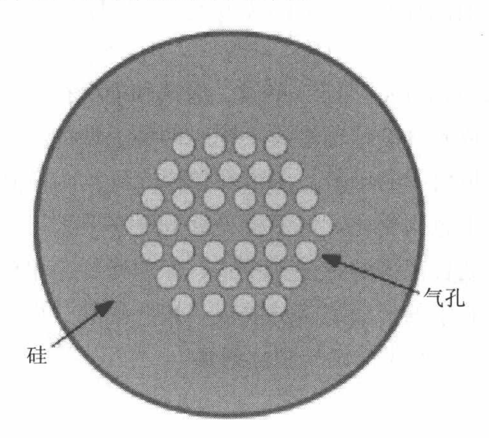


图 41.10　光子晶体光纤的光学显微镜图像

41.3.3 聚合物光纤 Polymer Optical Fiber

聚合物光纤（POF）是一种由聚合物制成的特殊光纤。许多光学聚合物均可用于制造聚合物光纤，包括聚甲基丙烯酸甲酯（PMMA）、无定形氟化聚合物（CYTOP）、聚苯乙烯（PS）以及聚碳酸脂（PC）等。对于有些传感应用，聚合物光纤有着明显优势，包括高弹性应变极限、高断裂韧度、高弯曲柔性以及高应变敏感性。需指出的是就增强热塑性塑料管监控研究而言，其主要优点是高弹性应变极限（10~15%），与之相比传统小直径硅光纤的弹性应变极限为 6%[21]。因为硅光纤存在表面缺陷，所以其实际可靠性要低于这个数值。聚合物光纤传感器独特的力学特性已经使其在严酷的土木环境中得到应用 [22]。但衰减较高（~200dB/km）限制了聚合物光纤在长

距离传感中的应用。

41.4 光纤监控在海底管道上的应用 Application of Fiber-optic Monitoring on Subsea Pipeline

增强热塑性塑料管的一个主要优点具备对诸如湿二氧化碳和氯化钠这样的腐蚀介质的耐腐蚀性，可降低运行成本。但与刚性钢管相比，机械施工 / 安装损伤是增强热塑性塑料管比较常见的失效原因。一些与增强热塑性塑料管安装相关的问题包括地下管道支撑较差、锚固不当、管道冲击以及回填作业不当等。在初步检测中就应检测并发现这些情况，否则运行时增强热塑性塑料管的损伤经过较长时间的发展后可能会导致失效。同时，在整个管道系统超过 20 年的使用寿命内均需对增强热塑性塑料管的运行条件和第三方活动予以密切监控。因而为了满足这些要求必须制定完整性管理计划。就海底连续长管道而言，与传统点传感器相比分布式光纤传感器是监控管道结构和安装过程有效且更好的工具。

41.4.1 目的 Objective

增强热塑性塑料管技术中光纤监控的目的包括：

- 开发用于安装和运行的光缆硬件；
- 开发监控软件；
- 对光纤传感器缆线进行结构设计、施工过程、校准以及环境仿真性能试验；
- 集成光纤缆线和相关施工过程的设计布局；
- 光纤缆线管道连接器的设计和施工过程；
- 水下光纤缆线损伤的修理施工。

水下工程光纤监控系统设计和施工的特殊要求是能否成功的关键。需对最新且可靠的光纤传感器技术进行研讨并形成最佳检测方案。主要技术挑战包括光纤布局设计以及安装过程中对柔性管的高应变进行测量。最困难的工程问题可能是施工过程中光纤的存活性问题（在铺管船上通过滚轮）。

41.4.2 光纤的选择
Choice of Optical Fiber

使用廉价的标准硅光纤（例如 ITU-T G.652 单模光纤）是长距离监控经济而有效的解决方法。G.652 在 1 310nm 范围内效果最佳。低水峰光纤经过特殊处理，可将水峰降低至 1 400 nm，因而可在此范围内使用。G.652 光纤在 1 550 nm 处的衰减参数通常为 0.2 dB/km，偏振模式色散参数小于 0.1 ps/ km。

41.4.3 光缆的几何结构
Geometric Structure of Optical Cable

图 41.11 为设计用于管道光纤监控的光缆。铠装光缆包含分别进行温度和应变传感的松光纤套管和紧光纤套管，套管填充防水化合物。位于纤芯中心的钢索作为金属加强件，当光纤芯数较大时需包覆聚乙烯(PE)。纤芯包覆涂塑铝带(APL)，纤芯内填充防水化合物以防水进入。包覆波纹编织钢带铠装和凯夫拉后挤制聚乙烯外护套成缆。这种光缆具有良好的机械性能和柔性，能够承受增强热塑性塑料管安装过程中的高应变，耐严酷环境的能力很强，并且在集成过程中与增强热塑性塑料管外部聚乙烯材料的相容性也较好。此外，可在光缆外使用同轴铜导线输送电力，用于对长距离光学信号进行放大。

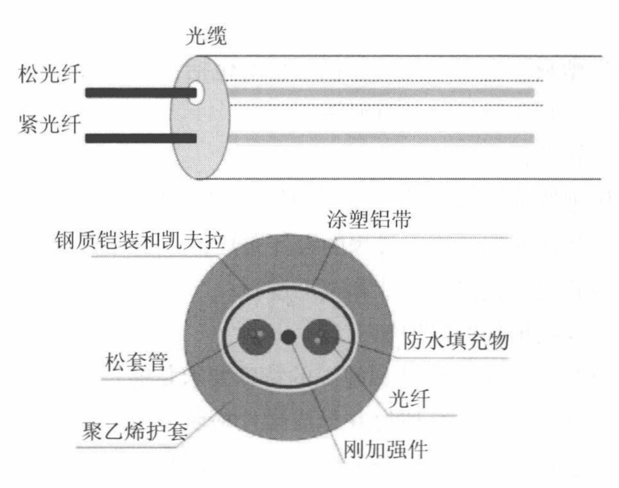


图 41.11　松 / 紧光纤传感器示意图

41.4.4 管道接头处光纤的连接方法 Solutions of Pipe Joint Crossing

管道接头处光纤的连接方法有两种：光纤连接器和光纤熔接。光纤连接器的插入损耗一般为 0.2dB，而光纤熔接的接续损耗为 0.02dB。光纤连接器易于操作并且成本较低，但在实际应用中需包覆防水材料。另外一种选择是光学损耗更低的光纤熔接接续。但每个接续和连接器的光学损耗均高于单位长度光缆的损耗，因而对于长距离管道传感，应尽量减少接续和连接器的数量。

41.4.5 增强热塑性塑料管中的光纤布局 Fiber-optic Layout in RTP

较好的光纤布局有助于获取管道的三维温度 / 应变监控信息。有两种集成光纤系统的方法，一种是将光缆捆扎或粘接在增强热塑性塑料管外聚乙烯层的表面上，如图 41.12 所示。这种光纤布局可用于通过分布式温度传感器对油气泄漏进行温度监控，但不适合应力传感或分布式声学传感器进行声学传感。

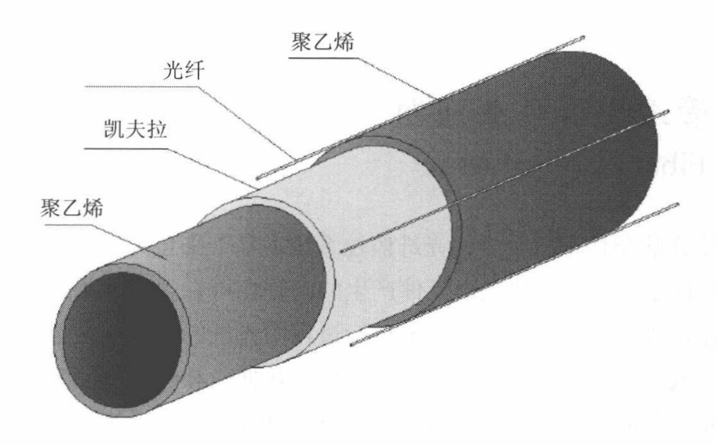


图 41.12　光纤集成于增强热塑性塑料管表面

另一种方法是将光纤集成在在增强热塑性塑料管外聚乙烯层内。这种方法不会因保护光缆而降低增强热塑性塑料管的力学性能，并能较好地监控流体动态流动的真实应变变化及声场。两种光纤分布如图 41.13 所示。

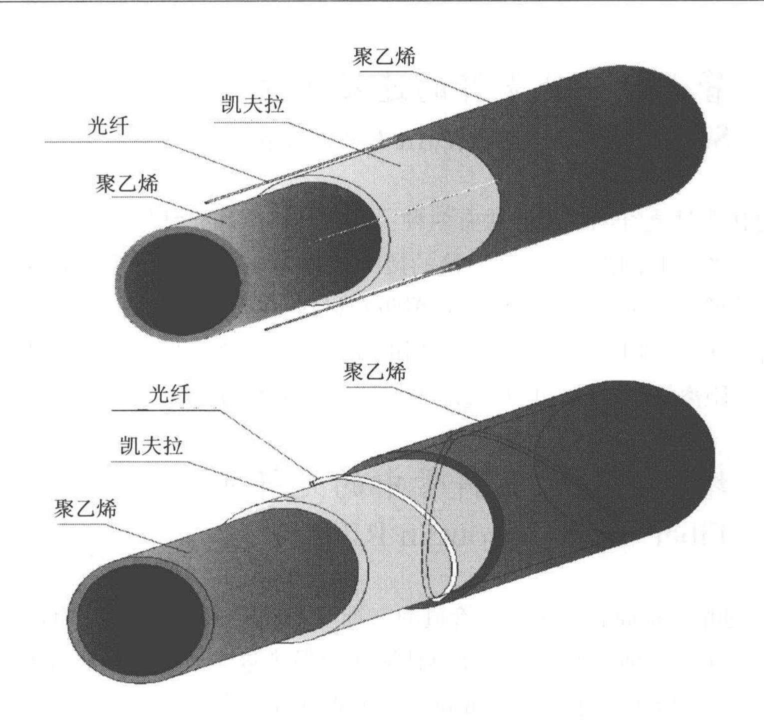


图 41.13　光纤集成于增强热塑性塑料管内

41.4.6 管道光纤作业问题 Fiber Survival Issue

因为增强热塑性塑料管内的光纤监控系统需基于来自光纤的信号，所以系统最重要的元件是光纤。其他光学元件产生的问题均可在管道外予以解决。光纤一旦被固定在管道中就无法更换，管道运行过程中光纤的可存活性也是一个较大的问题。在管道运行过程中，光纤必须能够承受热伸长和热应变而无需修正散射参数。许多光纤存活性问题均可以通过将传感光纤放置于钢毛细管内予以解决，但这会产生对应变不敏感的新问题。

因为在运行或集成过程中光纤必须承受几次热循环，所以光纤涂层也必须仔细选择。光纤可使用不同涂层，根据所用涂层可将光纤分成两类：标准丙烯酸脂涂层光纤和特殊涂层光纤。普通光纤在温度较高时可能会出现问题。表 41.1 示出了不同涂层可以承受的温度范围。丙烯酸脂涂层在 200℃时会汽化并使光纤裸露。

裸露光纤比涂层光纤的风险更大，如果光纤断裂，传感器就会失去作用。

表 41.1　不同涂层可以承受的温度范围

	温度极限 /℃	成本 /（美元 /m）
标准单模光纤	200	0.45
聚酰亚胺涂层单模光纤	300	5.50
铝涂层单模光纤	400	22.0
铜合金涂层单模光纤	700	22.0
金涂层单模光纤	700	35.0

表 41.1 表明应该对标准单模光纤的完整性予以考虑，因为对于长度通常超过几十公里的管道而言，光纤是成本最低的组件。对处于运行状态的柔性增强热塑性塑料管，正常运行应变可升高至约 2~3%。室温下普通光纤可承受最大为 2% 的应变而不断裂，虽然理论上可承受 6% 的应变。在光纤安全性和应变测量精确性之间显然需要进行权衡，整个系统设计均应对此予以考虑。

如第 41.4.3 节所述，光缆可放置于毛细管内，在光纤受到应变作用前毛细管会变直。如图 41.13 所示，毛细管在柔性增强热塑性塑料管内呈螺旋形。毛细管内的光纤也可呈螺旋形，与毛细管长度相比，光纤长度要增加 2 %。利用这两种螺旋技术，光纤的实际长度会比柔性增强热塑性塑料管长 5%。但如果柔性增强热塑性塑料管内的光纤比较松弛，应变测量就会受到限制。

41.5　参考文献
References

[1] K. C. Kao, G. A. Hockham, Dielectric Fibre Surface Waveguides for Optical Frequencies, Proc. IEE, 113,（1966）, 1151–1158.

[2] D. B. Keck, P. C. Schultz, F. W. Zimar, Method of Forming Optical Waveguids Fibers, U.S.

Patent 3737292.

[3] F. P. Kapron, D. B. Keck, and R. D. Maurer, Radiation Losses in Glass Optical Waveguides, Appl. Phys. Lett., 17, （1970）, 423.

[4] A. Strong, N. Sanderson, G. Lees, A. Hartog, R. Twohig, K. Kader, G. Hilton, S. Mullens, A. Khlybov, An Integrated System for Pipeline Condition Monitoring and Pig Tracking, The Pipeline Pigging and Integrity Management Conference, February, 2009.

[5] M. Varasi, A. Vannucci, M. Singorazzi, P. Ferraro, S. Imparato, C. Voto, J. Bunphy, G. Meltz, Integrated Optical Instrumentation for the Diagnostics of Parts by Embedded or Surface Attached Optical Sensors, U.S. patent 5493390.

[6] J. Bunphy, G. Meltz, M. Varasi, A. Vannucci, M. Singorazzi, P. Ferraro, S. Imparato, C. Voto, Embedded Optical Sensor Capable of Strain and Temperature Measurement Using a Single Diffraction Grating, U.S. patent 5399854.

[7] B. Soller, High Resolution Optical Frequency Domain Reflectometry for Characterization of Components and Assemblies, Optics Express, 13, （2005）, 666–674.

[8] M. K. Barnoski, S. M. Jensen, Fiber Waveguides: A Novel Technique for Investigating Attenuation Characteristics, Appl. Opt., 15, （1976）, 2112–2115.

[9] B. Culshaw, A. Kersey. Fiber–Optic Sensing: A Historical Perspective, J. Lightwave. Technol., 26（9）, （2008）, 1064–1078.

[10] D. Inaudi, B. Glisic, A. Figini, R. Walder. Pipeline Leakage Detection and Localization Using Distributed Fiber Optic Sensing, RIO Pipeline Conference, October 2–4, 2007.

[11] R. J. Maier, et al., Distributed Sensing Using Rayleigh Scatter in Polarization–maintaining Fibres for Transverse Load Sensing, Meas. Sci. Technol. 21, （2010）, 094019.

[12] M. Farhadiroushan, T. Parker, S. Shatalin, Method and Apparatus for Optical Sensing, Patent No. PCT/GB2010/050889.

[13] M. M. Molenaar, D. J. Hill, P. Webster, E. Fidan, and B. Birch, First downhole application of distributed acoustic sensing （DAS） for hydraulic fracture monitoring and diagnostics, 2011, SPE 140561.

[14] J. Mestayer, B. Cox, P. Wills, D. Kiyashchenko, J. Lopez, M. Costello, S. Bourne, G. Ugueto, R. Lupton, G. Solano, Field Trials of Distributed Acoustic Sensing For Geophysical Monitoring, SEG 2011–4253.

[15] S. S. B Shahril, P. A. Rahim, M F. Ishak, M H. Kasim, A. Ayob, Offshore First Fiber Optic Enable Coil Tubing Application for Complex Milling, Cementing and Perforation Operation – Malay

Basin Historical Milestone, 2012, SPE 59454.

[16] N. van de Giesen, S. C. Steele-Dunne J. Jansen, O. Hoes, M. B. Hausner, S. Tyler, J. Selker, Double-Ended Calibration of Fiber-Optic Raman Spectra Distributed Temperature Sensing Data, Sensors, 12, （2012）, 5471-5485;

[17] F. Tanimola, D. Hill. Distributed fibre optic sensors for pipeline protection. Journal of Natural Gas Science and Engineering. 1, （2009）, 134-143.

[18] X. Bao, L. Chen, Recent Progress in Brillouin Scattering Based Fiber Sensors, Sensors, 11, （2011）, 4152-4187.

[19] X. Bao, L. Zou, Q. Yu, L. Chen, Development and Application of the Distributed Temperature and Strain sensors Based on Brillouin Scattering, Sensors, Proceedings of IEEE, 3, （2004）, 1210-1213.

[20] L. Zou, X. Bao, S. Afshar V., L. Chen, Dependence of the Brillouin Frequency Shift on Strain and Temperature in a Photonic Crystal Fiber, Opt. Lett., 29（13）, （2004）, 1485-1487.

[21] C. R. Kurkjian, M. J. Matthewson, Mechanical Strength and Reliability of Glass Fibers; Specialty Optical Fibers Handbook, eds., A. Mendez, T. F. Morse. Elsevier Academic Press, Burlington, MA, （2007） 735-781.

[22] K. Peters, Polymer Optical Fber Sensors-A Review, Smart Mater. Struct., 20, （2011）, 013002.

第 6 篇　风险与可靠性应用
Risk & Reliability Applications

第 42 章　海底管道的风险分析

Risk Analysis for Subsea Pipelines

42.1 引言 Introduction

42.1.1 概述 General

近年来，风险分析已逐渐被认为是一种应用于管道工业中安全、环境污染和财务风险管理的有效工具。本章的目的是将基于风险的检测规划法用于管道系统并借助于若干样例呈现基于风险的检测和管理方法，前者需通过采用结构可靠性方法和事故数据来开发一组估算风险的方法和工具。

在概述了全面风险分析法的组成步骤之后，将给出有关该方法的详细信息，以实现全面风险分析[1]。Willcocks 和 Bai[2] 对如何评估管道系统的失效频率、后果、风险及基于风险的检测和完整性管理给出了详细指南。

42.1.2 风险分析的目的 Risk Analysis Objectives

风险分析的目的在于：

● 识别和评估在可能性和后果方面所涉及的所有合理的预计危险，其与管道设计、施工和安装的健康、安全和环境相关；

● 确保遵守适当的国际、国内和组织性接受准则。

42.1.3 风险分析概念 Risk Analysis Concepts

在完成触发事件调查之后，应随后跟进起因分析；最后阶段才是后果分析。风险分析法的概述如图 42.1 所示。

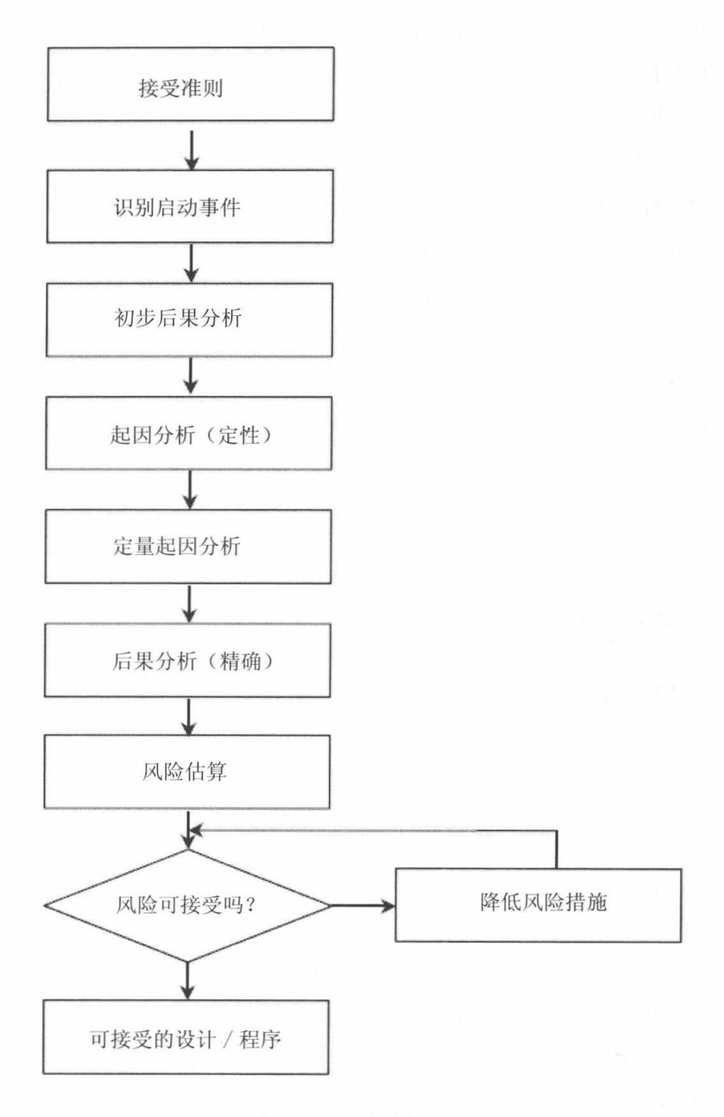


图 42.1　风险分析法

42.1.4　基于风险的检测和完整性管理 Risk Based Inspection and Integrity Management

基于风险的检测和完整性管理（RBIM）是一种专注于并优化“高风险”领

域内资源使用的工具，旨在使成本最少化，并确保以资产完整性和可靠性所需的可信度来实施有效且高效的资产管理。其之所以被用于管道系统，是因为管道建模、检测和维护的成本高，但失效风险可信。

基于风险的检测和完整性管理主要是为了确定所需的结构可靠性分析（SRA）、检测（类型、频率 / 时间和范围）和维护任务（例如管道干预和涂层的修理、缓蚀剂等），以通过“可接受水平”内的可信 / 潜在高风险模型来维系失效风险。失效模式和失效率的确立也是为了识别失效警告。

上述因素一同定义了失效风险。受每一种失效模式的失效风险水平的影响，对所需的分析、检测、维护和修理任务进行选择。例如，对历史失效数据库如 PARLOC'00 的概览已表明，主要失效模式为内部腐蚀和外部冲击。因此，（在设计、结构建模、检测等方面的）主要工作应专注于此类失效模式[3,4]。

42.2 接受准则 Acceptance Criteria

42.2.1 概述 General

接受准则属于特殊的规范性表述，对此可进行风险估算的比较。多数监管机构均对接收准则进行定性或定量描述。NPD 规范表述如下：

- 为避免或承受偶发事件，运营商需定义安全目标以管理相关活动；
- 运营商须在执行风险分析前定义接受准则；
- 必须实施风险分析，是为了识别偶发事件，其可能会出现在此类针对人员、环境、资产和财务利益的偶发事件的各种活动和结果之中；
- 须尽最大可能赋予概率降低措施相对于后果降低措施的优先权；
- 海底管道系统的规模须合理设置，须对此进行保护以防止管道遭受机械损伤，因为管道路径上有其他的活动，包括捕鱼和航运活动。

可选择个体公司来实施内部接受准则。此类接受准则需以采取风险降低措施

与潜在损失之间的相对成本为基础。也有许多的项目规定了管道的适用性要求。因此，总损失必须适度以确保所需的适用性。

如果所得出的风险估算并不在可接受风险的范围之内，则有必要予以替换。然后对这一新系统进行分析，并与风险接受水平进行比较，以确保风险水平适度。这是一个迭代的过程，其最终将产生可接受的系统 / 设计。

42.2.2 个体风险 Risk of Individuals

与调试后活动（清管设备的释放和回收）相结合的死亡事故率（FAR）已做出了评估。死亡事故率接受准则被定义为每 10^8 个工作小时 10 起死亡事故。运营阶段的最大死亡事故率（每 10^8 个工作小时的死亡事故数）应≤ 10。安装施工阶段内的最大死亡事故率应≤ 20。

42.2.3 社会风险 Societal Risk

社会风险系指过往捕鱼船和商船所承受的第三方（社会）风险。对于管道所产生的第三方风险的接受程度，应以 *F–N* 曲线为根据，如图 42.2 所示。

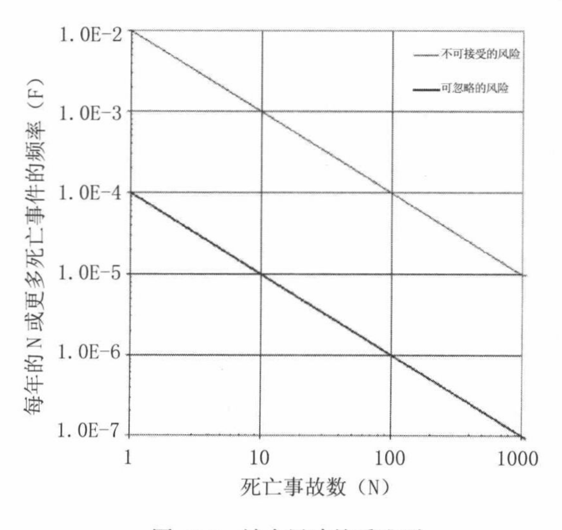


图 42.2　社会风险接受准则

42.2.4 环境风险 Environmental Risk

对运营阶段内个体和社会风险进行评估的所有触发事件，均被视为可用于确定环境风险的触发事件。管道运营阶段内失去密封事件所致的损失对局部环境的影响甚微。如表 42.1 所示，失去密封事件的环境后果被列为 1 类，也即恢复期小于 1 年。

另外，潜在导致管道调试期间缓蚀剂泄漏的任何事件均被认为是触发环境风险的原因。是否接受与施工和运营相关的环境风险一般则根据运营商的标准，而标准的确立系以经济和政治上的考量为基准。

表 42.1　环境风险的接受准则

类别	恢复期	运营阶段年度概率	安装阶段每次作业的概率
1	<1 年	$<1\times10^{-2}$	$<1\times10^{-3}$
2	<3 年	$<2.5\times10^{-3}$	$<2.5\times10^{-4}$
3	<10 年	$<1\times10^{-3}$	$<1\times10^{-4}$
4	>10 年	$<5\times10^{-4}$	$<5\times10^{-5}$

所考虑到的运营阶段内失去密封事件的起因：

- 外部冲击（沉船、坠落物、拖网冲击）；
- 腐蚀（外部和内部）；
- 材料缺陷。

42.2.5 财务风险 Financial Risks

对个体和社会风险进行评估的所有触发事件，均被视为可用于确定材料损失风险的触发事件。另外，施工和安装期间所发生的任何事件均会潜在导致管道损伤和 / 或延误施工，被认为是触发材料损失风险的原因。相关事件所所致成本的

构成如下：

- 死亡事故的估计成本；
- 修理成本；
- 延期生产的成本。

失去密封事件和相关死亡事故的预计（平均）数已被用于求解预计的年度成本，包括上述的每一个数目在内。材料损失风险的可接受性将采用成本收益分析予以确定。如果成本收益分析表明整个生命周期内有净收益，则应采取风险降低措施。

简言之，接受准则须以成本收益评估为根据，其预计收益须大于采取风险降低措施时的实施和运营成本，也即

$$C_{IMPL} + C_{OP} << C_{RED} \tag{42-1}$$

式中：

C_{IMPL} 为实施风险降低措施的成本；

C_{OP} 为与措施相关的运营成本的净现值；

C_{RED} 为作为风险降低措施的结果的预计收益净现值。

42.3 触发事件识别 Identification of Initiating Events

触发事件识别一般系指离岸业内的危险识别。现有的主要技术见下：

- 核查清单——采用由专家编制的清单来审核可能的事件；
- 事件和失效统计——类似于核查清单，但其源于失效事件；
- 危险与可操作性研究——用于测定可能存在的失效顺序和条件，以启动触发事件；
- 与详细研究作比较——采用与研究状况广为匹配的研究内容。

在完成本项调查后，有必要检查是否存在危险并识别出需进行后续分析的重大危险。

42.4 起因分析
Cause Analysis

42.4.1 概述
General

起因分析的目的有二：第一，有必要识别出会导致触发事件的事件组合。第二，评估发生触发事件的概率。第一个目的是对系统的定性评估，第二个则是定量评估。

定性分析的目的在于探测可能导致触发事件的所有起因和条件，并确定可能的定量分析的基础。定量分析的目的在于确定发生触发事件的概率值。可用的分析工具概述如下。本章仅讨论前两种方法。

- 故障树分析；
- 事件树分析；
- 综合模型；
- 蒙特卡罗仿真；
- 设备失效率数据库。

42.4.2 故障树分析
Fault Tree Analysis

故障树是表示事件与条件之间逻辑连接的示意图，如果应发生触发事件则必须标示其中。一个系统的故障树可被视为用于表示该系统会如何失效的模型或者表示该系统处在非预计条件下的模型。定性分析则以图示方式系统描述了系统中所定义的非预计事件的所有可能组合。如果将可用数据用作不同失效起因的频率，则可进行定量分析。定量分析可给出每次非预计事件发生之间的时间估算值和事件概率等。

故障树分析（FTA）需经历三个主要阶段：

（1）故障树的构建：识别出可能会导致出现失效或发生事件的失效和环境组合。

（2）故障树的评估：识别出将分别导致系统失效或发生事件的特别起因系列。

（3）故障树的量化：根据上述定义的起因系列评估整体失效概率。

42.4.3 事件树分析 Event Tree Analysis

事件树是一种用于描述可能事件链的可视化模型，可根据危险境况发展而成。需为此定义顶事件，并对关联的发生概率进行估算。事件的可能结果经由一系列问题予以确定，而每一个问题均需回答是或否。这些问题通常对应于系统内的安全栅，如“隔离无效”，该方法所反映的是设计者的思路。相关事件需就每一个问题进行划分，每一个分支点就是一个概率。结束事件（终端事件）可根据其后果进行归类，以呈现风险图。

42.5 触发事件的概率 Probability of Initiating Events

42.5.1 概述 General

上述方法所涉及的是一种方法论，即其可应用于任何的情境组合，进而有可能确定将会导致发生触发事件的条件。但是，有必要在进行故障树分析和事件树分析时确定如何为概率赋值。

可靠性分析系作为确定管道物理性能变化所致的失效概率的主要方法，也即腐蚀、拖网冲击、涡致振动等所致。

非由管道物理失效所致的失效事件不可采用可靠性分析法；其实例就是人为

失误概率。这种失效需运用相关技术如历史数据分析或其他行业的类似情况进行更深层次的分析。

42.5.2 人为 / 组织失误概率 HOE Frequency

人为 / 组织失误（HOE）概率是管道风险分析的一个方面，其量化很少具有合理的精确度，这主要是因为管道设计、施工和运营个体之间在身体上和精神上的差异性。风险评估的合理基础可经由人为 / 组织失误的评估来确立。人为 / 组织失误评估的目的并不在于预测失效事件，而是识别潜在的临界缺陷。这一方法的局限性是不能分析无法预测的内容。

有关人为失误率和影响及其与组织、环境和软硬件的相互作用，很少有确定的信息。而有关影响因素如何影响人为失误率的确定信息则更少见。

目前在管道结构物的设计和施工中，可信的量化数据可应用于人为 / 组织失误概率法，不过数据的缺失可采用下述四种主要信息源予以补偿，参见 Bea 的论文[5]。

（1）运用基于专家评估的判断；

（2）实验室、办公室或现场条件的仿真；

（3）现场、实验室和办公室现存通用条件的取样；

（4）过程审核、事件和未遂事故数据库。

考虑到可用结果数据的数量，针对量化评估的准则模式就是判断法。随着对管道失效的研究最终会得出可靠的有关人为 / 组织失误的综合性数据库，其将有助于做出判断并使得即将到来的量化更为合理。

任何被认定为富有意义的结果均需证实且无偏差。Bea[5] 的研究列出了许多偏差，会使人为 / 组织失误的实际起因失真，如表 42.2 所示。对评估者而言，设法使这些偏差降至最低限度显得至关重要，因其不可能完全被忽略。

表 42.2　对偏差的影响 [5]

偏差类型	对判断的影响
适用性	易回忆事件的概率失真
选择性感知	预期结果使得与策略相关的变量观测值失真
虚假相关	认定非相关变量具有关联性
保守性	未能基于新信息对预测值进行充分修正
小样本	过高估计小样本代表着总体
如意算盘	过高判断所期望结果的概率
控制错觉	过高估计人员对结果的控制
逻辑结构	不能精确控制的事件逻辑结构
后见之明	过高估计往事的预见性

根据 Williams[6]、Swain、Guttman[7] 和 Edmondson[8] 的研究，人为 / 组织失误的量化数据业已形成。这是基于美国核工业所取得的经验。试验和仿真均生成了涉及人工任务可靠性方面的信息。

Swain 和 Guttman[7] 的研究表明，一般的失误率取决于个体对所从事任务的熟悉程度，包括个体可能经历的系列限制或情况，如图 42.3 所示。通过对这些限制或情况的评估，有可能对特定任务的赋值进行调整。其他研究 [6] 似乎与这一信息有着关联性。但是，有许多影响因素作用于这些数值，并对正常的失误率（也即 1E–3 因素或更多）产生潜在的巨大影响。这些影响因素包括组织、程序、环境、硬件和接口。与这些影响因素相关的信息可参见 Bea[5] 及其他文献 [5,6,9]。

重要的是需确定任何可能出现的失误的显著性，因其不会在相关信息中得以确定。一种失误既可以是重大的 / 显著的，也可以是次要的 / 不显著的。Swain 、Guttman[7]、Dougherty 和 Frangola[10] 的研究均表明，次要的 / 不显著的失误通常会被注意到并被纠正，因此需降低其在人因可靠性中的重要性。对许多与结构设计特别相关的任务来说，人因可靠性的后续量化已被确证；Bea[5] 对必要的信息做出了研究。

人为错误或任务失败的平均概率

概率	任务特征
1 ～ 10^{-1}	新任务或很少执行的任务 极端压力、很少有时间 严重干扰或损伤
10^{-1} ～ 10^{-2}	高度复杂的任务 明显的压力、少有时间 适度的干扰或损伤
10^{-2} ～ 10^{-3}	复杂的或不熟悉的任务 适度的压力、时间合适 少有干扰或损伤
10^{-3} ～ 10^{-4}	困难的却是熟悉的任务 少有压力、时间充分 很少有干扰或损伤
10^{-4} ～ 10^{-5}	简单、频繁、熟练的任务 无压力、无时间限制 无干扰或损伤

图 42.3　人为失误率

42.6　风险的起因 Causes of Risks

42.6.1　概述 General

本节将对引言部分所述的四种不同风险组合的一些常见起因予以概述某些常见的起因。

42.6.2 处于第一方位的个体风险 1st Party Individual Risk

此类风险的范围被限定为对引燃潜在泄出物的思考，系作为坠落物体冲击的结果，与管道试运行或随机失效后所发生的维护 / 修井工作相关（参见下节）。

假定潜在坠落物体的来源是维护 / 修井工作所使用的船舶。做出这一假设是为了确定失去密封的概率，见下：

- 假定物体在以管道正上方一点为中心的 30° 圆锥体范围内坠落；
- 假定物体以等概率坠落到由圆锥体所定义的海床圆周内的任一点。并假定所有的坠落物体均落入海中，而不是落到船舶的某一部位；
- 失去密封产生危险区域与面临坠落的船舶相符的概率假定为 0.5。

设计阶段不可能知晓此类作业活动的细节，但通常需做出判断（基于先前的经验）并随后更新分析。在设计阶段内进行这样的分析是必不可少的，因为需要对有关保护性要求的决策加以思考。

42.6.3 社会、环境和材料损失风险 Societal, Environmental and Material Loss Risk

与管道施工、安装和调试相关的风险均不会对公众中的任何一员产生影响。因此，需考虑到只有发生在管道运营期间的事件才会触发社会风险。

引发社会风险的危险也会促使环境和材料损失风险的产生。此类危险如下：

1. 捕鱼时的相互作用

捕鱼船围绕海底管道位置的移动会引发风险。发生此类事件的频率可来源于现有的数据库（PARLOC）[4,11]。

2. 商船

过往商船所引发的事件包括应急锚固、坠落集装箱和沉船。可将数据库重复应用于确定商船过往密度和发生上述事件的概率。

3. 施工船舶

施工船活动所致的失去密封事件可基于数据库进行估算。但是，需要承认的是施工活动有助于管道失去密封的整体频率，故无需考虑是否合适将此类事件视为社会风险计算的触发原因。这是因为施工船的出现就其本身而言并不包含商船

的出现。

4. 随机失效

其可能是因为管道的材料失效之故，通常可通过可靠性分析予以确定。

42.7 基于定性评价和数据库的失效概率估算 Failure Probability Estimation Based on Qualitative Review and Databases

对管段出现一般失效和退化模式进行“较高定性水平”的风险评价，是为了确定管道沿程的不同位置出现危险的失效模式。风险评价可基于：

- 源自相关管道数据库的一般 / 历史失效率；
- 管道设计和运营状况历史记录；
- 影响管道的已知条件和事件、基础 / 高水平结构损伤以及概率预测。

评价需在电子数据表中进行，其中首先输入尽可能多的涉及管道的设计运营数据。把管道的相关部分划分为合适的分区，例如管道上的其他构件（如T型接头、立管、立管基座、四通等）、航道交叉部分、拖网区域和近岸区域。以此方式可确定与特定位置或项 / 构件相关的具体失效模式。

结合具体的失效模式对高水平（基础）结构可靠性给出评估，主要考虑一般 / 已接受的不确定性。也需基于一般 / 历史失效数据做出失效预测。其表示情况出现意外，即管道已承受超出设计条件以外的条件或者未达到所需设计条件。出现意外事件一般是随机的，但通常导致在极短时间内立即失效，这使得对管道进行意外状况 / 损伤的检测一般也于事无补。处理意外 / 非计划情形的主要目的是为了排除其发生的可能性或者将其可能性降低至可接受水平。因此，识别潜在的意外事件并予排除，对管道系统的有效风险管理显得至关重要。

42.7.1 一般危险 / 管道损伤列表 Generic Hazard/Pipeline Damage List

极端环境载荷

- 地震；

- 波浪与海流严重加载；
- 海床移动或不稳定。

工艺偏差

- 超压；
- 低压；
- 温度过高或不足；
- 工艺故障——不合格产品进入管道。

内部腐蚀过度

内部侵蚀过度

外部腐蚀过度

外部干扰

商船交通

- 坠落锚；
- 走锚；
- 沉船；
- 船舶搁浅。

捕鱼 / 拖网

- 冲击载荷；
- 拖拉；
- 起吊；
- 拖网拖拉，出现热屈曲。

军需品

坠落 / 滚动砾石

42.7.2 风险评价样例 Example of Risk Review

在此呈现的评价样例系考虑到一般输送干天然气（但不含 CO_2）的新管道的内部腐蚀问题。在输送之前，采用乙二醇干燥器对天然气进行干燥处理，以达到较高质量水平。在潮湿运行环境下因 CO_2 而存在潜在的内部腐蚀（因此失效），不可对此简单忽视，需进行后续评估。

一般问题为：天然气干燥器的可靠性要求、天然气监控和工艺故障检测要求、故障后管道烘干、腐蚀裕量范围以及如有需要应对管道进行清理和检测及清理和检测的频率。

工作簿中输入数据的一部分就是产品质量平衡；用户应需确保所有的潜在腐蚀产品均已输入其中。对于问题情形，内部腐蚀的起因则是潮湿环境中的CO_2所致，其为下述所致结果：① 正常生产期间的较少含水量，② 工艺故障，③ 意外运行（例如，海底清管作业期间管道意外进水）。

在此情况下，计算每一种情形的腐蚀率其根据为 de Waard 等 '93（均已纳入工作簿中）以及潮湿运行的预计期限。对于工艺故障和意外情形，则需对潮湿运行期限进行估算。其基于[12]：

- 工艺故障的概率 / 频率（基于干燥器的可靠性）；
- 探测概率（警报、干燥器过程跳闸，天然气质量监测等）；
- 在事件后的确定期限内烘干管道的概率；
- 意外进水的概率（基于天然气管道内部腐蚀的历史失效概率 PARLOC' 96[11]）。

这些估算值的不确定性（潜在变化）就是输入值，一般采用高质量估算值。然后根据 Bai 等人‘97（强度 / 阻力模型）、设计压力和上述估算值的不确定性，基于所预测的安全运行压力（考虑腐蚀损伤）而对管道结构可靠性做出基本的保守性估算。

在对偶发腐蚀 / 潮湿运行的估算方面，发生此类情形的频率需以 PARLOC'96 的历史腐蚀失效率为根据。内部偶发腐蚀情形会导致出现较大的腐蚀率，但很少发生。因此，在管道寿命期内并不把偶发腐蚀运行纳入到对年腐蚀率的“正常 / 已接受”估算中。

管道的潜在意外事件及其极端情形的起因须予识别，并尽可能合理实际地进行估算，例如海底清管作业或其他活动期间未探测到进水现象，其中包括水或其他大量腐蚀性产品进入其中（未探测到）。排除或降低发生这些事件的可能性是风险管理的主要目的。也需要对此类意外运行事件中的潜在失效时间进行预测。对于问题情形，需考虑到因海底清管作业而进水仅仅是潜在的偶发事件。如果发生，则可能会相对较快地（年度内）超出运行极限状态接受准则，尽管实际的管道失效可能会持续几年时间。因此，一般每年进行的扫线清管作业均需防止因出现此类偶发事件而导致失效，尽管如此，如果发生了，出现明显的腐蚀损伤则是无法避免的。

人们发现，腐蚀在很大程度上取决于故障频率和偶发事件的期限，这使得对

偶发事件的期限进行测定和约束需要采取可靠的方法。通过此类方法，评估可以预测出既不需要采用建议腐蚀裕量，也不需要进行智能清管作业的可忽略腐蚀。但是，需考虑到检测作业应以中等期限（例如 3~5 年一次）为准，尤其在早期运营阶段，以验证腐蚀预测模型并确保要求报价（RFO）期间无损伤出现。只要是 100% 肯定无明显故障和意外运行事件，那就应省去这样的检测工作。

42.8 基于结构可靠性方法的失效概率估计 Failure Probability Estimation Based on Structural Reliability Methods

42.8.1 概述 General

当失效模式被识别为具有显著性和 / 或已知管道结构损伤（缺陷数据）的更具体信息（已运营多年的管道）时，那么可进行更为详细的结构可靠性评估（SRA）并予调整。此类分析系采用基于简化的 SRA 电子数据表工具，并基于简化的“模拟线路”概率法（API 2A-LRFD[13]），无需专门软件。分析时，需采用下述基础数据：

1. 源于测量的经测定缺陷数据

如果这些数据可用，则需关联成为有用的输入数据，例如缺陷特性（腐蚀类型——孔蚀、坡口、环形焊缝）以及平均缺陷深度、长度和面积，加上此类参数的方差 / 标准差。也有根据相似管道的经验（如果可能）对公称缺陷进行假设。

2. 管道材料 / 强度性能

需要管道的额定最小屈服强度（SMYS）、额定最小拉伸强度（SMTS）和流动应力。这些平均值的方差须予确定，一般可取自已发表的和制造商的数据。

3. 管道几何性能

需为每一段相关的管段得出下述几何性能，如平均值和方差：

- 公称直径——不期望沿着管道沿程发生变化；

- 壁厚——管道长度上的设计 / 平均壁厚及其变化；
- 椭圆度——这一系数在管道长度上会有所不同，尽管已确定设计极限值。

4. 管道加载特征

管道沿程上相应管段的压力加载须定义其平均运行压力、标准差和方差。应考虑到极端高压的情形，其依据为压力调节与保护系统的可靠性。

温度分布并非是严格的加载项，但其影响管道的腐蚀率和轴向力。运行寿命期的温度分布会发生变化，须予考虑。

42.8.2 可靠性指数和失效概率的简化计算 Simplified Calculations of Reliability Index and Failure Probability

失效概率取决于加载是否超过管道强度 / 抗力的可能性，如图 42.4 所示。

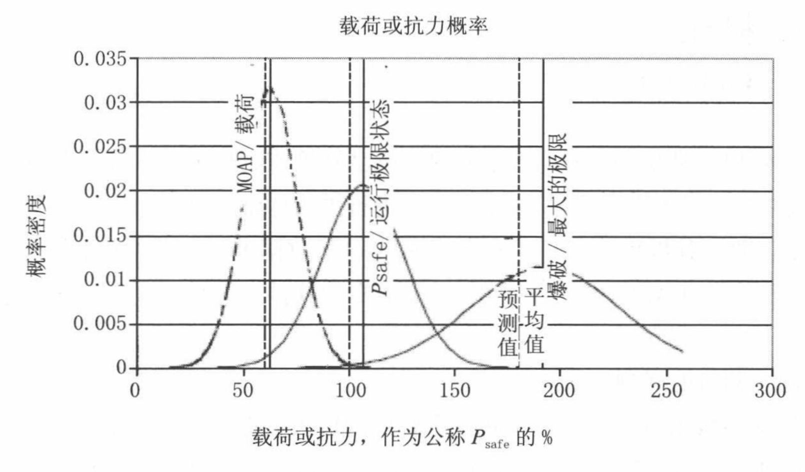


图 42.4　载荷与抗力概率密度

安全指数（β）被定义为（API 2A-LRFD）

$$\beta \equiv \frac{\text{MeanSafetyMargin}}{\text{Uncertainty}} \equiv \frac{R_m - S_m}{\sigma_{RS}} = \frac{P_{\text{safe.mean}} - P_{\text{op.mean}}}{\sigma_{\text{Peafe.meanPop.mean}}} \quad (42-2)$$

失效概率 P_f 计算自

$P_f = 1 - \Phi(\beta)$

确定并考虑到下述的主要不确定性：

- 管道公称强度（针对特定加载的载荷抗力）取决于管道损伤 / 退化类型；
- 管道的公称运行载荷。

可靠性（安全）指数（β）和失效概率的计算均针对单一缺陷而言，如下文和下图所示。然后将所有缺陷的概率进行组合，给出管段和整条管道的安全指数和失效概率。

42.8.3 强度 / 抗力模型 Strength/Resistance Models

对于内部腐蚀的损伤，在此则呈现管道针对结构损伤的平均抗力（强度）的实例模型。该模型系由 Bai 等人所开发，尽管已有其他多个模型可用，例如 Shell ‘92[14]。

42.8.4 强度不确定性评估 Evaluation of Strength Uncertainties

管道强度的不确定性取决于：

- 材料强度不确定性；
- 缺陷测量值、探测与预测的不确定性；
- 管道参数 / 几何形状的不确定性；
- 强度模型不确定性。

根据平均值的标准差和方差测定不确定性，并组合以给出预测管道的安全运行压力的不确定性。爆破预测模型的平均偏差（B）和协方差（COV）为（Bai 等人 1997）：

模型偏差，$B_{\mathrm{M}} \equiv \dfrac{P_{\mathrm{burstactual}}}{P_{\mathrm{burstpredicted}}} \equiv 1.07$，协方差为 0.18。

公式参数的平均偏差和方差：

$B_{x_{\mathrm{A}}} \equiv \dfrac{X_{\mathrm{A.actua}}}{X_{\mathrm{A.predicted}}} \equiv 0.8$，协方差为 0.08；

$B_{x_{\mathrm{f}}} \equiv \dfrac{\sigma_{\mathrm{f.actua}}}{\sigma_{\mathrm{f.predicted}}} \equiv 1.14$，协方差为 0.06；

$B_{x_f} \equiv \frac{X_{L.actua}}{X_{L.predicted}} \equiv 0.9$，协方差为 0.05。

将平均偏差乘以“预测值”，得出平均“实际值”：

$B_{mean} \cdot X_{predicted} = X_{mean.actual}$

因此，公称 / 设计值 $P_{safe.design}$ 系采用预测值进行计算。P_{safe} 平均值则通过将 $X_{mean.actual}$ 测定值或假设值代入上式并乘以给定 $P_{safe.mean}$ 的模型偏差 BM 计算得出。

$P_{mean\ busrt\ value} = P_{mean\ safe\ value} \cdot \gamma$

将预测爆破压力(最大极限状态)乘以一安全系数来确定标准值，取值约 1.8，得出所希望 / 所需的可靠性。P_{safe} 为运行极限状态。

因此 P_{safe} 是考虑了 P_{burst} 偏差和方差的 P_{burst} 系数值。P_{safe} 的平均值和方差仅取决于腐蚀参数预测值（长度和深度），而不是模型偏差和方差，其中后者系考虑了安全系数。

42.9 后果分析 Consequence Analysis

42.9.1 后果建模 Consequence Modeling

试图通过后果模型为失效事件发生后的事件序列建模。后果建模的序列如图 42.5 所示。应予注意，这种后果建模法仅适用于涉及管道泄出某些类型液体或气体的失效。泄出事件的下述建模步骤仅给出了有关事件序列的一般概述，其最终可计算出各种不同损失。现有许多不同的模型可用于此类泄出特征的建模（从简化型到复杂型 / 综合型）。但是，人们普遍没有对海底泄出的建模进行强化研究 / 试验，因此这种建模存在高度的不确定性并通常较为保守。一套实际可用的定制计算机建模程序就是 Thornton 研究中心编写的 HGSystem[15]。

泄漏

为确定扩散情况，需收集有关泄漏的信息，其包括孔洞大小、持续时间、严

重程度和数量。

气体的扩散

气体管道在水下的泄漏将导致出现烟流，呈圆形出现在水面上。

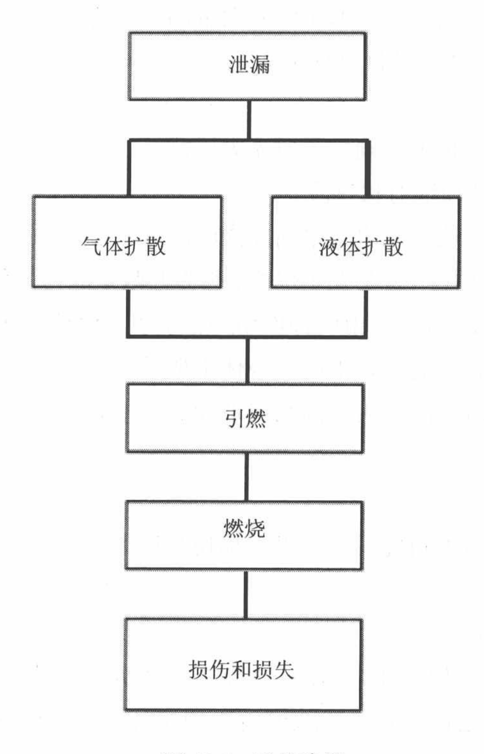


图 42.5　后果建模

液体的扩散

扩散情况取决于所泄出的液体。人们趋向于将不稳定的冷凝液作为气体泄出情况建模（尽管需要对水中如何形成水合物进行可信的讨论）。稳定的冷凝液最后上升至水面，并在水面形成液池。但是，多数扩散情形非常复杂，且难以建模。

引燃

非引燃类泄漏（也即无毒、无 H_2S）不对人类构成危险。可运用下式计算引燃风险：

$$f_{fire}=f_{leakage} \times p_{ignition}\text{（每年）} \tag{42-3}$$

$p_{ignition}$ 是泄漏易燃物质而发生引燃的概率。可采用引燃模型予以确定，其考

虑到了会发生引燃的所有可能方式。

通常认为海底释放会延期发生，而引燃将导致泄漏气体发生爆炸或急骤燃烧（少量开敞空间易燃气云将发生爆炸）。池火则会因油类的泄漏而产生。然而，在浅水区发生泄出的情况下，如果在形成大量的气云之前引燃，则会产生低动量射流火焰。引燃的结果将导致出现射流火焰。

燃烧

射流火焰——有多种模型确立了射流火焰特征，如 Shell Thornton 模型。射流火焰的特点是火焰长度和辐射状热流。

池火——火焰高度明显取决于水面浮油的深度、液体的燃烧程度和风速。

爆炸——引燃时可燃气云会发生爆炸，称为开敞空间可燃气云爆炸（UVCE）。这种类型的爆炸相对较为温和，由两种作用：热与力。力的作用可采用多能法建模。对于暴露在爆热中的人，关键在于确定身体上所受的伤害。力却并非直接作用于暴露在爆炸中的人，而是因飞溅的碎物或玻璃碎片受伤或致死。结构物则受力的作用，这是关键所在。

损伤和损失

亦有必要为下述方面可能发生的潜在损伤和损失建模[13]：

1. 人员

（1）爆热或火灾：

- 受伤情况取决于吸收剂量，D = 时间 ×（kW/m^2）$^{4/3}$；
- 当暴露于 D_{50} = 2 000 sec ×（kW/m^2）时可能会有 50% 的死亡率。

（2）爆炸产生的力 / 飞射物：

- 1.4bar 时有 50% 的可能性致使肺部受损；
- 0.5bar 时有 50% 的可能性致使耳膜穿孔。

（3）毒性作用：

对于大多数 D_{50} 吸收剂量已知的物质，其为暴露时间与导致 50% 死亡可能性的（浓度）n 之积。

2. 材料损失

（1）管道修理。

（2）生产损失：这是因无法提供销售产品所致的收入损失的成本，其为使管道恢复至运行状态所需时间的函数。

（3）环境受损。

系列分析中的所有模型均包含有明显的不确定性。如果采取悲观法并为每一

个计算阶段的安全系数取值为 1.5，将得出总的安全系数为（1.54=）5。这可能是对总数值的非现实过高估算，因此有必要调整该数值，使其适应变化。

后果建模技术的另一个难点是必须假定初始泄漏条件（例如，孔洞大小）。这对所用模型的影响较大，对于更为复杂的分析则需评估可能的泄出条件的实例。然而，可基于失效率数据和失效类型对孔洞大小做出概述推定，例如，腐蚀可能导致出现小孔 / 针眼，而第三方的干扰将导致出现较大直径的孔洞。

42.9.2 失效后果估计 Estimation of Failure Consequence

失效后果如下：

- 灾后生产损失；
- 合同罚款（可能极为严重）；
- 管道修理成本；
- 周边设施和环境损害的修复成本；
- 潜在死亡事故；
- 负面宣传的成本。

潜在的后果完全取决于运行压力、管道长度、直径和内容物以及失效 / 泄出的多少。后者则以历史失效率为依据，如 PARLOC’96[11] 所介绍的北海海底管道。

潜在死亡事故、对周边设施和环境的损害，需采用标准后果评估法进行评估，后者则根据诸多已公布的方法而归入到电子数据表软件工具包。失去密封的发展情况如图 42.6 所示的事件树。后果分析技术一般在油气业内已属成熟技术，尽管在特定领域内仍需更好的模型。具体应用于海底气体泄出的后果模型：主要基于 Fannelop 等人 [17] 的管道时变气体泄出模型（尽管其他模型也应用于比较），主要基于 P.J.Rew 等人 [18] 的海底泄出物扩散法的海底烟流建模法，水下井喷水动力学（T.K.Fanneløp 等人 [19]）。潜在的水面气云大小和扩散程度则根据 P.J.Rew 等人的方法并采用 HGSYSTEM 软件包进行建模。潜在的爆炸、急骤燃烧和对海面的影响则根据 AIChemE[20] 的方法进行计算。

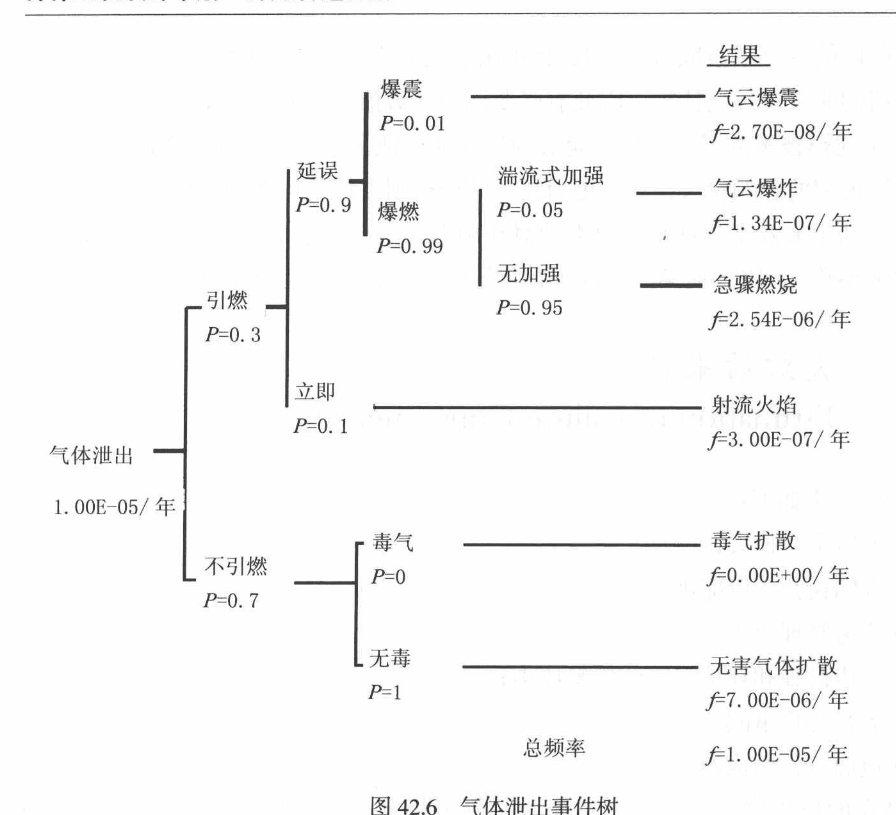


图 42.6　气体泄出事件树

将计算得出的风险与接受准则进行比较，如果不满足条件，则必须采取后续的设计或运行措施，以使风险降至可接受范围内。风险成本的计算可加入上述的所有成本要素，并乘以管道失效的预测频率和偶发事件概率，参见 Bai 等人 '99 和 Goldsmith 等人。当失效概率随时间增加时（也即因时变结构退化所致），上一次检测的风险成本则可相对于加大间隔的检测和维护成本进行绘图，如图 42.7 所示。以此方法可选出检测的最佳间隔时间 [21]。

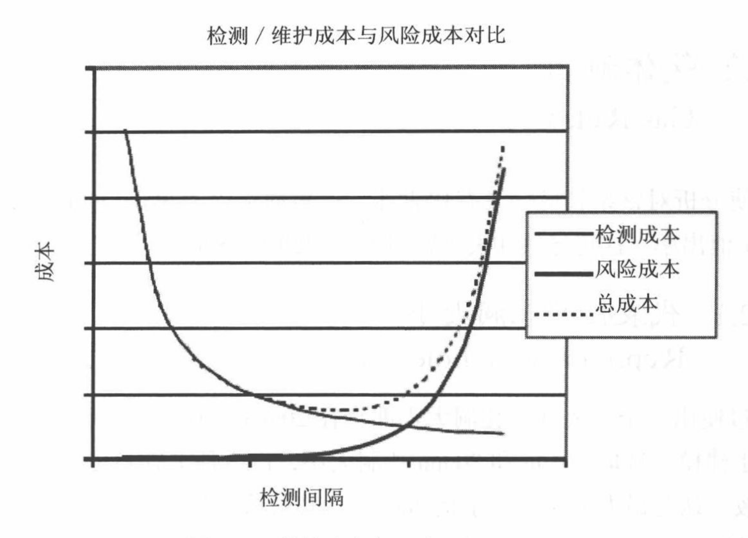


图 42.7　维护成本与风险成本对比

42.10　样例 1：海底输气管道的风险分析
Example 1: Risk Analysis for a Subsea Gas Pipeline

42.10.1　概述
General

本风险分析样例将对输送干天然气的北海管道的风险接受和风险估算进行评估。本样例涵盖了本章所述风险法的各个方面。首先需确定不同孔洞大小的气体泄出情况，然后方可确定每一种风险的潜在影响。

42.10.2 气体泄出
Gas Releases

为使分析对整条管道均具有代表性，已根据水深为300m的假设估算出（保守估算）泄出率。这将导致在失去密封处出现约为250bar的差压。

42.10.2.1 代表性的孔洞大小
Representative hole sizes

通过使用三个代表性的孔洞大小即直径20mm、80mm和200mm来为潜在的孔洞大小建模。选取20mm和80mm孔洞大小，以方便PARLOC数据库内的孔洞大小比较。认为最大的孔洞大小是200mm。其被认为是管道中多数结构损伤所致的等效孔洞大小的保守上限。

42.10.2.2 泄漏
Discharge

已采用SPILL估算泄出率。其为HGSystem软件包的组成部分。这些孔洞大小的预测泄出率如表42.3所示。这些泄出情形的象征性持续时间如表42.3所示。这些持续时间均以管道通过孔洞进行排泄所需的时间为依据，并假定质量泄出率随时间呈线性递减。

表42.3　预测泄出率和持续时间

孔洞直径/mm	质量泄出率/（kg/s）	时间/h
20	14.6	6 000
80	233.2	375
20	1 457.1	60

上述给出的持续时间并未考虑下述因探测到失去密封而启动的应急响应行为。因此，已根据探测到泄出情况所需的预计时间来假定危险持续时间。假定这些持续时间分别为168、48和6小时。应予注意，这些时间所代表的是危险持续

时间而不是泄漏持续时间，也即其为探测并定位泄漏以及采取强制措施使船舶远离受影响位置所需的时间估算值。同时还应注意，风险分析结果并不对 20mm 孔洞的危险持续时间的假设值敏感，因其不导致产生可燃泄出物。

42.10.2.3 海底烟流 Subsea plume

海底气体泄出的影响可作为倒锥形烟流建模，其在零海流速度的情况下半锥角介于 11 度和 14 度之间。假定这是最保守的情况，其为海面上 150m 直径的泄出锥形，假设水深为 300m。

42.10.2.4 大气扩散 Airborne dispersion

大气扩散的建模系采用 HGSystem 软件包子程序即 HEGADAS-S 程序进行。这一程序假定气体的释出系从矩形池内无动力泄出。该矩形池大小为 150m × 150m，用于反映海底烟流泄入大气的过程。

42.10.2.5 水深的影响 Effect of water depth

较大水深的泄出物其质量流率在某种程度上有所减少。这是因失去密封处海水压力增加所致。较大水深处的海底扩散将导致海面的气体释出区域变得更大。这种作用意味着，海面浓度、扩散距离和危险区域大小将随着泄出深度的增加而减小。因此，假定所有失去密封事件的泄出深度为 300m，这是保守数字。

42.10.2.6 稳定性 Stability

Pasquill 稳定性分类法将气象条件定义为 A 类非常不稳定至 F 类适度稳定。这些参数均用于大气扩散建模。现已采用 Pasquill 稳定性分类法的两组数值，即 D 类（中性稳定）和 F 类（适度稳定条件）。D 类适用于夜晚时间和阴天，因此假定对 75% 的时间具有代表性，而 F 类则对剩余的 25% 具有代表性。

42.10.2.7 风速
Wind speeds

由于海底管道泄出物对固定设施不造成危险，因此未要求将风向作为风险评估的输入值。但需测定风速，因其决定了泄出物所产生的可燃气云的范围。用于确定与不同泄出物的危险范围相关的风速和相对频率如表 42.4 所示。

表 42.4　代表性风速的相对频率

风速范围 /（m/s）	代表性风速 /（m/s）	相对频率
0 至 5	2	0.26
5 至 11	8	0.49
11 至 17	14	0.21
大于 17	20	0.05

42.10.2.8 危险范围
Hazard ranges

危险范围系根据不同泄出率、风速和水深的可燃性下限（LFL）进行计算。可燃性下限为 5% 的体积浓度。

共计运用了 18 次气体扩散分析法。其结果系采用 Pasquill 分类法的相对频率数据和风速进行组合，以形成与每三个孔洞大小相关的危险面积估算值。相关结果如表 42.5 所示。

表 42.5　不同孔洞大小的平均危险面积

孔洞大小	危险面积 /m^2
20mm	0
80mm	4 900
200mm	18 650

42.10.3 个体风险 Individual Risk

42.10.3.1 接受准则 Acceptance Criteria

针对从事暴露工作的工人的风险则与每 10^8 个工作小时 10 起死亡事故的最大运行致死率（FAR）进行比较。

42.10.3.2 起因分析 Cause Analysis

坠落物体频率的统计数值均源自于 1992 年度离岸可靠性数据手册 OREDA–92。这一数据源记录了 648 200 小时日历时间或 22 800 小时运行时间内的共计 7 种坠落物体。假定平均起吊作业持续时间为 5min，这等于每小时起吊作业 0.42 次，其每次起吊作业时坠落物体的概率为 2.56×10^{-5}[22,23]。

假定每一个工作位置上有两次起吊作业，相当于结构物安装的一次起吊作业以及清管作业的一次起吊作业。

42.10.3.3 假定 Assumptions

除了本章的前述内容外，现进行下述假定。

（1）假定水深为 300m。

（2）失去密封的危险区域与面临坠落的船舶相符的概率假定为 0.5。

（3）引燃概率取值 0.3。

（4）假定船舶上有 50% 的人员均在任一时间进行工作。

42.10.3.4 后果分析 Consequence analysis

假定船舶上的所有人员均处在风险中，那么致死率则为船舶上正在工作的人员比例的函数，而不是船舶上的人员总数。

42.10.3.5 风险估算 Risk estimation

每一个工作位置上引燃泄出物的次数由下式给出：

$$f_{\text{lift}} \times p_{\text{drop}} \times p_{\text{rmp}} \times p_{\text{haz}} \times p_{\text{ign}} = 2 \times 2.56 \cdot 10^{-5} \times 0.016 \times 0.5 \times 0.3 = 1.23 \times 10^{-7}$$

如果船舶保持48小时原位不动并且在船上有人员 n 名，那么这会导致发生 x 次死亡事故，其为24n 工作小时的结果。所以，致死率等于 0.51×10^{-8}（1.23×10^{-7} 除以24）。这远低于所确定的接受准则。

42.10.4 社会风险 Societal Risk

42.10.4.1 接受准则 Acceptance criteria

接受准则为每年死亡 10^{-3} 人。

42.10.4.2 触发事件 Initiating incidents

捕鱼时相互作用

因拖网渔具相互作用所致的损伤频率已从PARLOC数据库中提取。现认定其为保守数值，因PARLOC报告所给出的失效频率均取自未曾经历失效之处。其根据为理论分析，未考虑管道的稳固性。

42.10.4.3 商船 Merchant vessels

由于管道的最小水深约为275m，不考虑采取应急锚固措施。因此，将过往商船所触发的事件限定为坠落集装箱和沉船。所得出的触发事件频率如表42.6所示。

表 42.6　触发事件频率

事　件	频　率	危险距离
坠落集装箱	每小时 5.15×10^{-6}	15m
沉船	每小时 2.11×10^{-7}	150m

42.10.4.4　施工船舶
Construction vessels

失去密封事件频率系作为施工船活动的结果，由 PARLO 给出。但是，需要承认的是施工活动有助于管道失去密封的整体频率，故无需考虑是否合适将此类事件视为社会风险计算的触发原因。这是因为施工船的出现就其本身而言并不包含商船的出现。

42.10.4.5　随机失效
Random failures

材料和腐蚀缺陷失效率均取自于 PARLOC。这一数据再一次被认为保守的，尤其是在直径大于 10in 的输出气体管道的腐蚀失效率方面。但应当对此予以理解，即这里所运用的腐蚀缺陷失效率仅可以被认为是保守数值，且假定管道系在设计条件下运营（也即干燥）。如果管道的运营时常或连续处在潮湿条件下，那么与腐蚀相关的失效率将会明显升高。源自于 PARLOC 的失效率适用于局部的点腐蚀，其会出现在（通常与既有缺陷相关）一般的干天然气管道中，腐蚀情况实时受到主动监控。

42.10.4.6　起因和后果分析
Cause and consequence analysis

拖网渔船每年穿越管道的总次数现已确定。假定 50% 的拖网渔船配有 5 名船员，50% 的配有 10 名。又假定每艘商船上平均有 15 名船员处在风险中。这一数据的根据是处在风险中的人数，即 95% 的船舶上均有 10 人以及 5% 的船舶上有 100 人。

在缺少了解有关第三方未来施工活动密度的情况下，不可能对与此类活动相

关的社会风险进行预测。这些风险系受到相关第三方的控制，有助于理解具体活动时的个体风险（致死率）。在缺少有关商船航行密度的详细信息时，其假定数值较高。现假定一艘商船每 km 年的穿越频率为 29 次。

根据不同大小孔洞的相对频率做出的假定请如表 42.7 所示。

表 42. 7 计算得出的拖网冲击频率

拖网冲击频率	总面积	管道
f_{imp}/（年 ×km）	2.63	0.42

42.10.4.7 风险估算 Risk estimation

对于所考虑的不同情境，每年的第三方死亡事故预计数为 9.75×10^{-6}。鉴于所做计算的保守性，需考虑到与管道相关的社会风险是可以接受的。

42.10.5 环境风险 Environmental Risk

显示无风险存在，因为所运输的材料为干天然气。

42.10.6 物质损失风险 Risk of Material Loss

42.10.6.1 触发事件 Initiating incidents

对个体和社会风险进行评估的所有触发事件，均被视为可用于确定管道所致的材料损失风险的触发事件。

另外，施工和安装期间所发生的任何事件均会潜在导致管道损伤和 / 或延误施工，被认为是触发材料损失风险的原因。

42.10.6.2 后果分析 Consequence analysis

假定修理成本和生产损失成本均与修理所需时间为线性关系。修理的材料成本忽略不计。假定成本如下：

- 每天的生产损失 2 000 万挪威克朗；
- 修理成本为每天 100 万挪威克朗；
- 每起死亡事故的成本为 1 亿挪威克朗。

假定修理小型或中等损伤的所需时间为 16 天（管卡修理），那么修理大型损伤（使用机械连接器安装新的短管）的所需时间则为 30 天。现假定每一种情况下移动船舶均需 3 天时间。不同程度损伤结果的成本（基于上述假定）如表 42.8 所示。采用 7% 折现系数来确定未来成本的净折现值（1998 年，挪威克朗）。出现失去密封事件的频率如表 42.9 所示。

表 42.8　总失去密封率中各种事件的分布

	小	中等	大	总计
拖网渔船（沉船）	0	0	5.7×10^{-10}	5.7×10^{-10}
商船（沉船）	1.3×10^{-8}	3.7×10^{-9}	4.51×10^{-8}	6.18×10^{-8}
材料损伤	4.92×10^{-7}	4.92×10^{-7}	4.92×10^{-7}	1.48×10^{-6}
腐蚀	3.14×10^{-6}	0	0	3.14×10^{-6}
拖网冲击	1.16×10^{-6}	2.91×10^{-7}	0	1.45×10^{-6}
小计（每 km 年）	4.80×10^{-6}	7.86×10^{-7}	5.60×10^{-7}	6.13×10^{-6}
维护 / 修井（每年）	5.37×10^{-7}	5.37×10^{-7}	5.37×10^{-7}	1.61×10^{-6}
总计	6×10^{-4}	9.9×10^{-5}	7.1×10^{-5}	7.7×10^{-4}

表 42.9 修理成本

孔洞大小	小	中等	大
修理成本（百万挪威克朗）	19	19	33
生产损失成本（百万挪威克朗）	380	380	660

42.10.7 风险估计 Risk Estimation

与事件相关的预计生命期折现成本被认为是可接受的，因其仅为管道钢材成本的一小部分。

42.11 样例 2：坠落物体风险分析 Example 2: Dropped Object Risk Analysis

42.11.1 概述 General

本计算系用于评估坠落物体击中基盘周边搭接管、脐带缆和出油管段时所构成的风险。本样例将专注于确定坠落物体击中海底设施的概率。

42.11.2 可接受风险水平 Acceptable Risk Levels

在此需对适用极限状态（SLS）和最大极限状态（ULS）进行区分。在本例中，

假定适用极限状态为大于管径 3.5% 的凹痕损伤，而最大极限状态则相对于因内部超压以及复合式凹痕与裂纹缺陷所致的爆破现象。管道不会发生爆破，除非有较大的凹痕和一定深度的裂纹同时存在。

用于确定接受准则的原则是环境损伤事件发生后的恢复时间（对多数敏感群体而言）应与环境损伤的发生频率明显无关。对于本例，海洋（远洋）海鸟被认为是所有季节中的最敏感源。

就油田而言，损伤类型被定义为是次要的。因此，整个油田的接受准则为频率小于 2×10^{-2}。其可大致归类为三种主要风险领域：管道、基盘、顶边和立管。

因此，仅把管道的接受准则假定为特定油田的准则的 1/3，即频率小于 7×10^{-3}。

42.11.3　定量起因分析 Quantitative Cause Analysis

42.11.3.1　概率圆锥 Probability cones

假定坠落到海面上的物体系下落到海床的一定面积内，其从坠落点开始呈一圆锥形。这一面积系由角度为 φ 的圆锥形所确定。

进一步假定物体击中圆锥形内某一点的概率系遵从正态分布，可描述为距圆锥形中心线距离为 x 的函数。

$$p(x)=\frac{1}{\sigma\cdot\sqrt{2\pi}}\cdot\exp\left[-\frac{1}{2}\cdot\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2\right] \tag{42-4}$$

式中：

$p(x)$ 为击中距圆锥形中心线距离为 x 的某一点的概率；

σ 为标准差；

x 为自圆锥形中心线的距离；

μ 为 x 平均值（在此取 0）。

当满足下述条件时，圆锥形面积内坠落物体击中的累积概率为 99%。

$$X=d\cdot\tan\varphi \tag{42-5}$$

式中：

X 为自圆锥形中心线的距离，给定累积击中概率为 99%；

d 为水深；

φ 为圆锥角。

式（42–4）中的 σ 可由下式求解：

$$\int_{-a}^{a} p(X)\mathrm{d}X = 0.99 \tag{42–6}$$

式中：$a = X/\sigma$。

42.11.3.2 击中出油管或搭接管的概率 Probability of flowline or spool hit

击中管道或搭接管部分的概率由三方面组成：

- 坠落物体的概率；
- 物体落在含有出油管或搭接管的圆锥形面积内的概率；
- 物体击中搭接管或出油管（在圆锥形面积内）的概率。

其被表示为式（42–7）。

$$P(\mathrm{hit}) = P(\mathrm{drop}) \cdot P(A_\mathrm{c}) \cdot \frac{A_\mathrm{f}}{A_\mathrm{c}} \tag{42–7}$$

式中：

P（hit）为坠落物体击中出油管、搭接管和 / 或脐带缆的概率；

P（drop）为物体坠落的概率；

P（A_c）为坠落物体击中圆锥形面积 A_c 概率；

A_f 为 A_c 内出油管、搭接管和 / 或脐带缆的面积，假定为长度 ×1m。

42.11.3.3 钢管所吸收的能量 Energy absorbed by steel pipe

刀刃压头在管道上形成一凹痕所需的能量可由下式计算得出：

$$E_\mathrm{d} = 25 \cdot SMYS \cdot t^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta^3}{OD}} \tag{42–8}$$

式中：

t 为管壁厚度；

$SMYS$ 为额定最小屈服强度；

Δ 为凹痕深度，基于适用性假定最大为管道外径的 3.5%；

OD 为管道外径。

为保守计算，涂层的影响以及坠落物体的表面积均在式（42–8）中略去。

风险分析的基本数据和假定

本例将考虑广义 L 形搭接管的击中概率。表 42.10 为用于计算的基本数据。

假定每一个搭接管之后均有 100m 抛石段。需计算两方面的击中概率：

- 击中基盘与开始抛石处之间搭接管的概率；
- 击中抛石区域之外管道的概率，但在 99% 圆锥形面积之内。

99% 圆锥形面积之外击中管道的概率可忽略不计。假定每一个基盘均有两条出油管和一条脐带缆。计算得出的概率考虑到了击中这三项之一，为简化起见，将其作为 3 ×（一条广义搭接管长度）×（每一项周边为 1m 的走廊）的总击中面积进行建模。

评估系基于坠落物体穿过钻井平台的月池。尽管会有物体从起重机上坠落，但仍假定坠落穿过月池为最差情形，因其一般发生在最接近于月池的地方。油田中的钻井平台在油田全生命期（20 年）内均存在。假定共有 17 个基盘。这意味着每一个基盘所耗时间为 20 年 /17 ≈ 425 天。再增加 75 天以考虑生产前期和早期阶段内钻井活动频繁因素，在管道安装之后给定钻进作业时间为 500 天。给定 20 年内共计有 10 000 次起吊作业，那么这 500 天内的平均值为 20 次起吊作业每天。

表 42.10　基本数据和假定

项　目	单　位	数　值
水深	m	300
圆锥角	（°）	30
P（drop）	–	3×10^{-5}
钻井平台活动：	钻井天数 / 基盘 /20 年	500
	起吊作业数 / 钻井天数	20
设计寿命	年	20
管道外径	mm	259.8
管壁厚度	mm	15.6

42.11.4 结果 Results

42.11.4.1 概率 Probabilities

采用简化的几何原理求得圆锥半径。

圆锥半径、末端搭接管：（$30^2 + 30^2$）$^{1/2}$ = 42

圆锥半径、末端抛石：（$130^2 + 30^2$）$^{1/2}$ = 133

$X = 300\text{m} \times \tan 30 = 173.2\text{m}$

从式（42-5）和标准正态分布表中得出：

$\sigma = X/2.575 = 67.2\text{m}$（呈正态分布；$P$（$-2.575<X<2.575$）= 0.99）

包含搭接管在内的圆锥段的圆锥形面积为：

$A_c = \pi \times (42)^2 = 5\,542\text{m}^2$

该圆锥形面积内的搭接管面积：

$A_f = 60\text{m} \times 3 \times 1\text{m} = 180\text{m}^2$（管道或脐带缆在 A_c 内的长度，其走廊宽 1m）

A_c 内的击中概率：

42m/67.2m = 0.625⇨P（$-0.625<x<0.625$）= 0.468

P（hit）= $310^5 \times 180/5\,542 \times 0.468$

= 4.6×10^7/ 起吊作业

= 4.6×10^7/ 起吊作业 ×20 起吊作业 / 钻井天数 ×500 钻井天数 /20 年 / 基盘

= 4.6×10^3/20 年 / 基盘

= 2.3×10^4/ 年 / 基盘 ×17 个基盘

= 3.9×10^3/ 年

为计算坠落物体击中抛石之外出油管的概率，需重复进行上述程序，并考虑抛石末端与 99% 圆锥形面积末端之间的圆锥段，给定

$A'_c = \pi \times (173.2^2 - 133^2)^{1/2} = 38\,670\text{m}^2$

$A'_f = 3 \times (173.2 - 133) \times 1\text{m} = 120.6\text{m}^2$（管道或脐带缆在 A_c 内的长度，其走廊宽 1m）

A'_c 内的击中概率：

133 m/67.2m = 1.979 ⇨ P（$-1.979<X<1.979$）= 0.952

P（hit，A'_c 内）= 0.99−0.952 = 0.038

P' （hit）$= 3 \times 10^{-5} \times 120.6/38\,670 \times 0.038 = 3.6 \times 10^{-9}$/ 起吊作业

$= 3.6 \times 10^{-9}$/ 起吊作业 $\times 20$ 起吊作业 / 钻井天数 $\times 500$ 钻井天数 /20 年 / 基盘

$= 3.6 \times 10^{-5}$/20 年 / 基盘

$= 1.8 \times 10^{-6}$/ 年 / 基盘 $\times 17$ 个基盘

$= 3.0 \times 10^{-5}$/ 年

42.11.4.2 钢管所吸收的能量 Energy absorbed by steel pipe

形成 3.5% 外径大小的凹痕所需的能量为 5.2kJ。仅有约为 1t 的物体所产生的冲击力小于 5.2kJ。假定多数坠落物体均大于这一重量，随后又假定所有坠落物体均对搭接管 / 出油管产生足够的损伤，需进行修理。

这一假定有些保守，因为物体坠落面积（该物体不一定以“刀刃”形式在管道上产生凹痕）和出油管涂层防护忽略不计。

42.11.5 后果分析 Consequence Analysis

如前所述，本样例分析并未过多关注管道失效的后果。所考虑的唯一后果是可能产生的环境损伤。环境可能会遭受的损伤类型为“次要的”。

42.12 样例 3：使用基于风险的检测和完整性管理降低作业成本 Example 3: Use of RBIM to Reduce Operation Costs

42.12.1 概述 General

上述的基于风险的检测和完整性管理法可应用于下述方面：

（1）为优化计划停输与检测次数之间的间隔时间：可通过采用成本–效益分析法和/或结构目标可靠性水平法进行优化，尤其是在所有成本均可不予考虑之时。

（2）为选择检测法：选择安全和业务成本回报最大的检测法。

（3）为风险最大的区域设置优先权：对于安全/业务关键要素，有必要接受额外的检测成本。

（4）为防止出现非计划停输：与作为非计划停输结果的生产和输送损失相关的成本则可通过专注于安全/业务关键要素的检测工作而予以降低。

（5）为保持油气输送能力：多数业务风险均为最大容许运行压力的降低所致。

通过确定检测计划来达成这些目标，其中需回答检测什么、何时检测以及如何检测等基础问题。

通过采用基于风险的检测和完整性管理法（RBIM）来节约成本须与运用RBIM法的成本实现平衡。多数的检测支出是为了满足规定的立法要求，而许多运营商则关心因频繁的检测机制所导致的成本。相对于很少带来附加值的并需频繁执行的传统检测法，基于风险的检测（RBI）法正越来越成为令人感兴趣的且有利可图的选项。通过使总成本最小化，可实现检测的最佳间隔时间。但是，所选择的检测间隔时间应小于法律法规以及公司安全和业务标准所要求的时间。

运用基于风险的检测法，也使得运营成本的支出集中于少数的“关键要素”，其赋予了支出具有最大的回报。

42.12.2 腐蚀管道的检测频率 Inspection Frequency for Corroded Pipelines

电子数据表工具获取了经处理的缺陷数据，其类似于下述格式。需为管道剩余生命期内的每一种缺陷计算出安全运行压力、安全指数和失效概率，并以电子数据表形式呈现，见下。本例中的未来腐蚀损伤其预测系基于deWaard等人[12]并考虑了过程运营条件。个体缺陷失效概率均经过组合，以给出每一管段和整体管道的失效概率。

P_{safe} 公称值系从下式计算得出，需采用 X_A 和 X_L 的公称计算值/测定值：

$$P_{safe} \equiv \frac{1}{\gamma}\cdot 2\cdot\sigma_f\cdot\frac{t}{D}\cdot\frac{1-X_A}{1-\left(1+0.627\,5.XL+0.003\,275XL^2\right)^{-0.5}} = 137.6\text{bar}$$

式中：

$$X_A \equiv \frac{0.66L.d}{L.t} \equiv 0.33$$

$$X_L \equiv \frac{L^2}{Dt} \equiv 0.4$$

P_{safe} 是运行压力，给出了可接受的 / 所希望的安全指数（γ），也即所考虑的个体缺陷的爆破概率（$P_{burst}=\gamma \times P_{safe}$）。

输入数据

管段性能	参数	单位	数值
管段直径	D	m	1
管段公称壁厚	Wt	m	2.50E-02
	δ_t	m	0.000 5
安全系数（新准则）	γ		2
利用系数	F		0.72
	$SMYS$	MN/m^2	445
极限拉伸强度（UTS）	UTS	MN/m^2	553
最大容许运行压力	P	MN/m^2	16.02
	P_{yield}	bar	222.5
管段腐蚀损伤参数			
类型（螺旋形、凹孔、坡口、环形焊缝）	参数	单位	坡口
所测定的最大缺陷深度	d_o	m	5.E-03
标准方差	σ_{do}	m	5.E-04
平均腐蚀率	r	m/ 年	4.00E-04
标准方差	σ_r	m/ 年	4.0E-05
测量宽度			0.05
螺旋角			90.00
所测定的腐蚀长度	Lm	m	0.05

通过将 X_A 和 X_L 平均值代入上述的 P_{burst} 公式计算得出 P_{burst} 平均值，而 X_A 和 X_L 平均值系乘以偏差的测定值得出，也即 X_A mean = X_A nominal $\cdot BXA$。该偏差值系从分析试验数据中得出，并用于上述问题情形。该公式随后被乘以 Pburst 模型偏差 X_M，并通过除以规定最小屈服强度（*SMYS*）实现标准化。因此，标准化的平均值 P_{burst}（R_m）系由下式得出：

$$P_{safe} \equiv 2 \cdot \sigma_f \frac{t}{D} \cdot \frac{1 - X_A}{1 - \left(1 + 0.627\,5 X_L + 0.003\,275 X_L{}^2\right)^{-0.5}} \cdot B_{X_F} \cdot B_{X_M}$$

= 336bar。平均载荷取值 137bar，乘以载荷偏差 1.05，得出平均载荷 144.5bar。

平均阻力 R_m 的方差系从 X_A,X_L,X_F,X_M 估算得出，其数值如上，因此 VRm ~（$V_A{}^2$+$V_L{}^2$+$V_F{}^2$+$V_M{}^2$）0.5 ~ 0.212。

根据 Bai '99，载荷（S_m）的方差取值为 0.02。安全指数 β 系作为 [ln（R_m/S_m）/$\sigma_{\ln RS}$] 计算如下：

$$\sigma \text{lnRS} = \left(\left(\ln\left(\left(R_m + V_{Rm} \cdot R_m \right) / R_m \right) \right)^2 + \left(\ln\left(\left(S_m - V_{Sm} \cdot S_m \right) / S_m \right) \right)^2 \right)^{0.5} = 0.19$$

因此，β= ln（336.0/（137.6 × 1.05））/（0.19）= 4.56，失效概率 P_f = 1−$\Phi[\beta]$ = 2.33×10^{-6}。其完全小于最大极限状态接受准则 1×10^{-4}。所以，如果仅存这一缺陷，则可降低安全系数为 2。对于 0 年度，需为较小的安全系数计算出下述安全水平[24]：

安全系数	P_{safe}	安全指数	P_f
1.8	152.2	4	3.1×10^{-5}
1.6	171.2	3.75	8.61×10^{-5}

注：γ=1.6 时，$P_{operating}$ = 160bar。

P_{burst}、P_{safe} 和安全指数均为管道的服务运营生命期所预测，如图 42.8 和图 42.9 所示。对于每一种所考虑的缺陷，均需重复进行该分析，并确定整体失效概率。

如果安全系数须大于 1.6，则需对修理缺陷的成本与降低运行压力进行评估。但是，可在管道输出端附近查找缺陷，使得局部的运行压力远低于 P_{safe}。因而受相对成本的影响，可在现场放置压力保护系统，以防止局部压力超过 P_{safe}，而不

降低进口压力和输送率。如果认为安全系数 1.6 是适度的（例如，少有明显缺陷），那么一开始则无需减压。约在 5 年后，其将超过最大极限状态（ULS）接受准则。受相对成本的影响，在相应的点进行智能检测以核对所预测的腐蚀损伤情况，或者将压力降低（至考虑到所预测的腐蚀损伤中存在不确定性的水平）。如果存在许多缺陷，则可根据失效概率的分布情况将特殊缺陷和管段进行排序处理。另外，当预测失效概率低于 1×10^{-4} 时，可对管道进行检测以确定所预测的腐蚀程度是否正确。

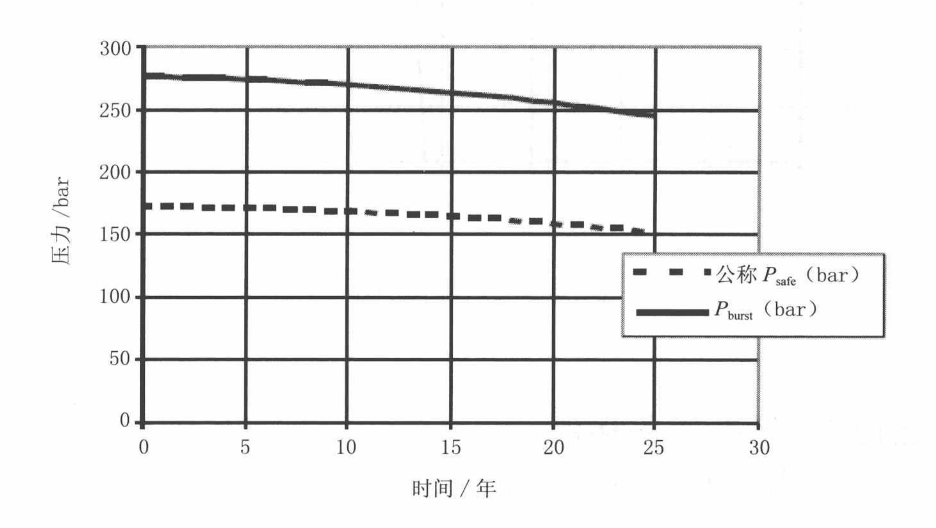


图 42.8　运行和爆破压力与检测时间对比

B 例表示运行压力减至 P_{safe} 的情形。

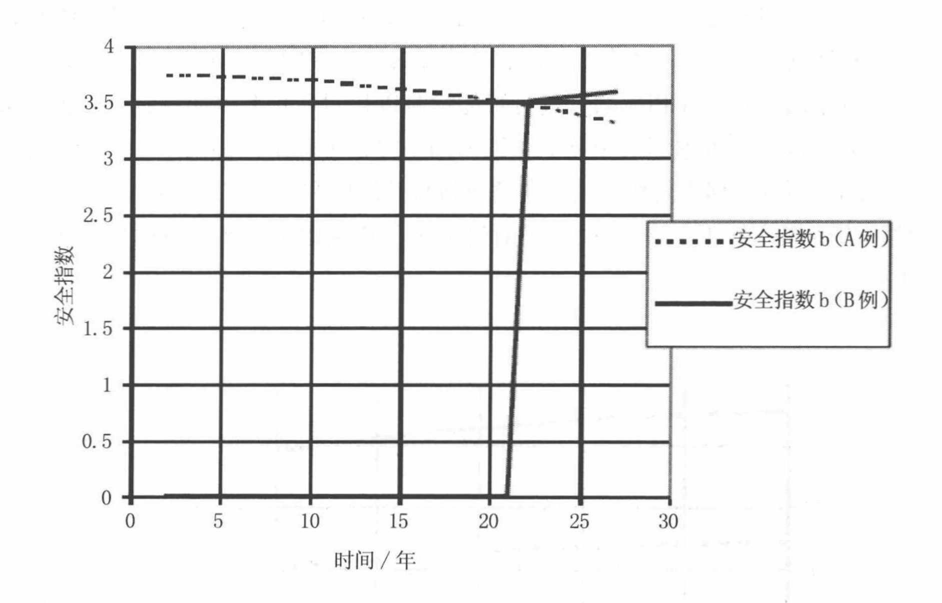


图 42.9　最大极限状态安全指数与检测时间对比

42.12.3　优先任务样例 Examples of Prioritising Tasks

基于风险的检测和完整性管理（RBIM）法也可应用于确定哪个区域需优先检测和修理或者是否需优先采取其他正确的措施。对于管道系统，不能轻易隔离（使其失效不影响到整个系统）的所有压力部件一般均同等重要，无需以此方式进行优先处理。但是，支持结构和设备如岩石支护、保护结构和立管支撑等的临界能力各不相同，也可用于为检测与维护要求进行排序。

从前述样例来看，每一个缺陷位置的失效预测可针对位置和时间进行绘图，并与所需的可靠性目标进行比较，如图 42.10 所示。

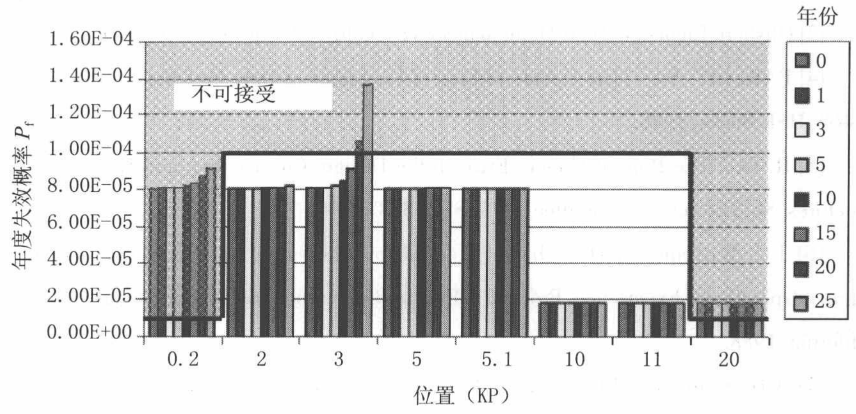


图 42.10　随时间变化的具体缺陷 / 位置失效概率

由于平台安全区域内的安全风险较大，其最大极限状态可靠性目标与中线的 1×10^{-4}/ 年相比为 1×10^{-5}/ 年。因此可以看出，KP0.2 处的缺陷需马上修理并降低输出压力直至结束修理为止。对于安全区域内 KP20 处的缺陷 / 管段，亦需在短期内进行修理，直至局部运行压力保持在 P_{safe} 以下即可。

对于中线部分，所有缺陷均处在接受准则之内，尽管 KP3 处的缺陷显示它可能会成为问题。也即从总体上看，这些缺陷均超出接受准则，因此那些已暴露最大失效可能性的缺陷可首先予以修理，例如 KP2.0–5.1。

局部失效预测也可转换成局部死亡事故、材料损失和环境损伤风险，并与风险接受准则进行比较。本文呈现了有关在管道中应用基于风险的检测和完整性管理（RBIM）法的多个样例和方法。

42.13　参考文献
References

[1] M.Sørheim and Y. Bai, Risk Analysis Applied to Subsea Pipeline Engineering, Proc. of OMAE’99, 1999.

[2] J. Willcocks and Y. Bai, Risk Based Inspection and Integrity Management of Pipeline

Systems, Proc. of ISOPE' 2000, 2000

[3] Offshore Engineer, Total Maintenance takes hold on Forties field, November 1993.

[4] PARLOC' 94 "The Update of Loss of Containment Data for Offshore Pipelines" , OTH 95 468, HSE Books, 1996.

[5] R. Bea, The Role of Human Error in the Design, Construction and Reliability of Marine Structures, Ship Structure Committee, USA, SSC-378, 1994.

[6] J.C. Williams, A Data-based Method for Assessing and Reducing Human Error to Improve Operational Experience, Proc. of IEEE, 4th Conference on Human Factors in Power Plants, California, 1988.

[7] A.D. Swain and H.E. Guttman, Handbook of Human Reliability Analysis with Emphasis on Nuclear Power Plant Applications, NUREG/CR-1278, Washington D.C., US Nuclear Regulatory Commission, 1981.

[8] J.N. Edmondson, Human Reliability Estimates within Offshore Safety Cases, Proc. of symposium on Human Factors in Offshore Design Cases, Aberdeen, Scotland, 1993.

[9] R. Bea, in Journal of Reliability Engineering and System Safety, Vol. 52, Elsevier Science Limited, 1997.

[10] E.M. Dougherty and J.R. Fragola, Human Reliability Analysis, John Wiley and Sons, New York, 1986.

[11] PARLOC 96: The Update of the Loss of Containment Data for Offshore Pipelines, OTH 551.

[12] C. deWaard and U. Lotz, Prediction of CO_2 Corrosion of Carbon Steel, CORROSION/93, paper no. 69, 1993.

[13] API 2A-LRFD: Planning, Designing and Construction of Fixed Offshore Platforms-Load and Resistance Factor Design.

[14] D. Ritchie, C. Voermans, M.H. Larsen, W.R. Vrankx, Planning Repair and Inspection of Ageing Corroded Lines Using Probabilistic Methods, Risk Based and Limit State Design and operations of pipelines -Aberdeen ' 98 IBC UK Conferences Ltd., 1998.

[15] HGSystem 3.0, Edited by Post, l., Shell Research Limited, Thornton Research Center, PO Box 1, Chester, United Kingdom, TNER 94.059.

[16] K.D. Olshausen, Consequence Modeling, Seminar on Pipeline Safety at Statoil by Scandpower A.S., Stavanger, 1998.

[17] T.E. Fanneløp and I. Lryhming, Massive Release of Gas from Long Pipelines Jan. ' 81

J.Energy, 1981.

[18] P.J. Rew, P. Gallagher and D.M. Deaves, Dispersion of Subsea Release, Review of Prediction Methodologies, prepared for the Health and Safety Executive, OTH 95 465, 1995.

[19] T.K. Fanneløp & Sjøon, Hydrodynamics of Underwater Blowouts, published by The Ship Research Institute of Norway R–97.80, Jan 1980.

[20] A. IChemE, Guidelines for Evaluating the Characteristics of Vapour Cloud Explosions, flash fires and BLEVE' s.

[21] R. Goldsmith et al; Lifetime Risk–Adjusted Cost Comparison for Deepwater Well Riser Systems, OTC 10976.

[22] Norwegian Petroleum Directorate, Regulations Concerning Implementation and use of Risk Analysis in the Petroleum Industry, YA–049, 1992.

[23] OREDA, Offshore Reliability Data Book, Veritec, 1992.

[24] T. Sotberg et al., The SUPERB Project: Recommended Target Safety Levels for Limit Based Design of Offshore Pipelines, Proc. of OMAE' 97, 1997.

第 43 章　基于风险的检测

Risk-based Inspection

43.1 引言
Introduction

基于风险的检测（RBI）是检测规划工具，为管道运营商提供了一种方法，用于评估失效概率和后果、评价风险水平以及对所识别的风险拟采取的管理行动予以判定。

选择基于风险的检测规划方法的原因是：

将检测工作的重点放在所识别的高安全风险或高经济风险上；

相应减少低风险系统的检测工作，确保不超出运营商制定的管道系统总体风险接受准则；

对检测活动进行最优计划；

根据确定的退化机制制定并实施最优检测或监控方法。

43.1.1 目的
Objective

基于风险的检测旨在减少分析本身所需的工作，而将基于风险的检测分析重点尽量引导至重要事项上。

基于风险的检测有以下目的：

- 识别高风险项；
- 确定检测方针；
- 确定各种退化机制；
- 具备成本效益；
- 符合安全和法律要求。

43.2　风险术语的说明 Description of Risk Terms

43.2.1　概述 General

失效风险计算为失效概率（PoF）与失效后果（CoF）之积。

43.2.2　失效概率 Probability of Failure

失效概率（PoF）基于组件退化机制的类型进行估算。可计算为各退化机制退化速率分布（根据速率的不确定性）与组件抗失效分布重叠区的面积。

大多数接受准则均规定为年概率，因而估算的失效概率也应以类似的单位进行表达。根据此原则所用的失效概率尺度如表 43.1 所示。各组间为对数尺度，尺度系数为 10。

表 43.1　失效概率说明

编号	年失效概率	类型	说　明
5	$>10^{-2}$	非常高	随着时间推移预期会发生失效的事件
4	10^{-3}~10^{-2}	高	组件使用寿命内预期会发生一次的单独事件（通常为 100 年波浪概率）
3	10^{-4}~10^{-3}	中等	预期单独组件不会发生，但大量组件集成后发生概率为一年一次的事件
2	10^{-5}~10^{-4}	低	预期极少发生的事件
1	$<10^{-5}$	非常低	不太可能发生的事件

43.2.3 失效后果
Consequences of Failure

失效后果（CoF）针对所有重要后果进行定义，例如安全后果、经济后果和环境后果。失效后果可评估为失效的结果，基于假定此类失效将会发生。

43.2.3.1 安全后果
Safety Consequences

安全后果考虑人员伤害或人命损失，可通过潜在人命损失（PLL）予以表达。

43.2.3.2 经济后果
Economic Consequences

经济后果涉及因生产中断而导致的修理成本和商业损失。修理后果可分为两部分，即泄漏后果和断裂后果。修理后果还取决于失效位置（例如水上部分、飞溅区或水下部分）。经济后果指因管道停输所导致的商业中断或生产延误成本。需考虑的一个重要因素是系统的冗余性，即可使用旁通管道维持生产。

43.2.3.3 环境后果
Environmental Consequences

环境后果涉及各种产品溢入环境的影响及清理成本。估算此后果时需重点考虑的是失效事件（即泄漏或断裂）中的产品类型以及因无法控制而溢出的量。

43.2.4 风险
Risk

风险能够表达为失效概率（PoF）和失效后果（CoF）的函数。可对概率和失效后果进行定性度量或定量度量。风险水平可用风险矩阵表达，风险矩阵的纵轴为失效概率，横轴为失效后果。各风险类型分项的选择应考虑值的绝对量、其范围以及与不同管道系统比较时所需的统一报告格式。

43.2.4.1　安全风险 Safety Risk

通常将总体安全准则用作性能标准，对于作业一般可表达为死亡事故率（FAR）。

远离平台（1 区）的海底管段及偏远地区的陆地管道通常无安全风险，设施附近（2 区）的海底管段可能有安全风险。

安全风险矩阵如表 43.2 所示。

表 43.2　安全风险等级矩阵

失效概率			风险类型				
$> 10^{-2}$	非常高	5	M	H	H	VH	VH
$< =10^{-3}$to10^{-2}	高	4	L	M	H	H	VH
$< =10^{-4}$to10^{-3}	中等	3	L	L	M	H	H
$< =10^{-5}$to10^{-4}	低	2	VL	L	L	M	H
$< 10^{-5}$	非常低	1	VL	VL	L	L	M
后果类型			A	B	C	D	E

用于安全风险的接受准则应规定为相对固定的准则。这些接受 / 决策准则如表 43.3 所示。

表 43.3　基于安全风险的决策

安全风险标记	类　型	措　施
E	非常高（VH）	检测 / 验证输入数据、假定和结果。如果风险仍然为 E，则应通过工程和 / 或管理控制在规定时间内（例如 6 个月）将风险限制为 D 或 D 以下
D	高（H）	检测 / 验证输入数据、假定和结果。如果风险仍然为 D，则应通过工程和 / 或管理控制在规定时间内（例如 12 个月）将风险限制为 C 或 C 以下
C	中等（M）	应对程序和控制是否准备好进行验证，当确定实际限制措施后可进行成本效益分析

（续表）

安全风险标记	类 型	措 施
B	低（L）	进一步验证输入参数，证明程序和控制已准备好并且有效。当确定实际限制措施后可进行成本效益分析
A	非常低(VL)	无需限制措施。如果经济风险较高则需基于成本效益分析进行决策

43.2.4.2 经济风险 Economic Risk

经济风险应包含以下因素的影响：

- 生产损失（生产延误）；
- 管道修理；
- 环境影响和清理成本。

各种情况的风险水平均需仔细评估并得到客户的认可。经济风险的数值以 $/年或仅用 $ 予以表达。以表 43.4 为例，确定风险并从“非常低”至“非常高”进行分类。需定义风险矩阵的对数尺度，例如管道后果组 D 的失效后果比管道后果组 C 的失效后果严重约 10 倍，而 E 要比 D 严重 10 倍，以此类推。失效概率尺度与此类似，沿着矩阵对角线的系数为 100。

表 43.4 经济风险等级矩阵

失效概率			风险类型				
> 10^{-2}	非常高	5	M	H	H	VH	VH
< =10^{-3}to10^{-2}	高	4	L	M	H	H	VH
< =10^{-4}to10^{-3}	中等	3	L	L	M	H	H
< =10^{-5}to10^{-4}	低	2	VL	L	L	M	H
< 10^{-5}	非常低	1	VL	VL	L	L	M
后果类型			A	B	C	D	E

43.2.4.3　环境风险 Environmental Risk

如果溢油飘向海岸，那么原油泄漏的直接成本涉及清理成本。实际影响取决于泄漏位置、油的漂浮状态、温度及蒸发等。就检测规划而言，所用后果可通过溢油量或等效清理成本予以表示。这并不意味着可以替代管理机构所需的更为彻底的环境分析，只是检测规范中包含了环境影响的简单合理方法。

即使实际损失较小，管道泄漏或断裂导致的污染也会对公司名誉造成影响。因而需就此类问题的解决方法与管理层进行沟通并得到认可。

环境风险可在资金项说明并包含在经济后果中或独立计算，环境风险等级矩阵如表 43.5 所示。

表 43.5　环境风险等级矩阵

失效概率			风险类型				
$> 10^{-2}$	非常高	5	M	H	H	VH	VH
$<=10^{-3}$ to 10^{-2}	高	4	L	M	H	H	VH
$<=10^{-4}$ to 10^{-3}	中等	3	L	L	M	H	H
$<=10^{-5}$ to 10^{-4}	低	2	VL	L	L	M	H
$< 10^{-5}$	非常低	1	VL	VL	L	L	M
后果类型			A	B	C	D	E

43.3　工作程序 Working Process

在实践中基于风险的检测工作程序主要包括 3 个步骤：

- 初步筛选；

- 初步评估；
- 详细评估。

43.3.1 初步筛选 Initial Screening

管道系统各种组件可能的失效模式和退化机制非常多。在基于风险的检测评估中为了突出相关项而不是在明显非关键项上花费时间，应进行初步筛选。

初步筛选的程序包括数据采集、审核并理解输入数据以及立即进行筛选。此步骤旨在减少需考虑评估的管道数量，对于这些管道故障维修或预防维护可能是最佳措施。

项目组需对可能失效模式和退化机制的详细列表进行审核并根据失效概率和后果确定为“可能”项或“不重要”项。此初步排序过程中标记有“不重要”概率或“不重要”后果的退化机制会被删除，在随后基于风险的检测评估中将不予考虑。此处“不重要”概率项指不必将其视为管道的相关退化机制或失效模式，而“不重要”后果项指失效后果可以忽略。

应根据图 43.1 遵循以下指南：

- 就“不重要”失效概率而言，检测对于进一步降低风险没有作用；如果后果也为“不重要”，那么建议措施是最少监控。
- 如果失效概率是“不重要”，但后果为“可能”，那么应考虑对风险采取预防维护和 / 或监控措施，因为许多情况下维护投资要小于后果成本。注意所有人员伤害均被视为“可能”后果。
- 如果失效概率是“可能”，但后果为“不重要”，那么可采用检测降低风险，但可能并不具有成本效益，成本最低的方法通常是失效时进行故障维修。
- 如果失效概率和后果均为“可能”，那么检测能有效降低风险水平。

失效概率 / 失效后果	不重要	可能
可能	故障维修	实施检测规划
不重要	最少监控	预防维护和 / 或监控

图 43.1　初步筛选矩阵

43.3.2 初步评估 Initial Assessment

43.3.2.1 概述 General

初步评估对管道系统进行定性排序，并对初步筛选中确定为“可能”失效概率和失效后果的机制予以考虑。确定每条管道的失效概率等级（从 1 至 5）和失效后果等级（从 A 至 E），失效后果涉及安全后果、经济后果、环境后果及“其他”后果。在管道系统层面进行风险分级，管道组件不予单独考虑。

如果没有详细信息或模型可用，或者进行费用较高的评估效果有限，那么在许多情况下在管道系统层面进行风险分级是最合适的。这种评估主要基于可靠的工程判断。

43.3.2.2 失效后果计算 CoF Calculation

结合管道尺寸、生产及与其安装相关的配员水平可对后果建模进行简化。管道尺寸可表明管道的产量。

1. 安全失效后果

根据输送产品及作业配员确定的后果类型如表 43.6 所示。

表 43.6　安全后果类型

产　品	安全后果		
	有人	偶然有人	无人
气井流体	E	D	B
半处理气体	E	C	A
干气	E	C	A

（续表）

产　品	安全后果		
	有人	偶然有人	无人
油井流体	D	C	B
半处理油	C	B	A
干性油	C	B	A
井产流体冷凝液	E	D	B
半成品冷凝液	E	C	A
干性冷凝液	E	C	A
处理海水	B	A	A
未处理海水	B	A	A
产出水	B	A	A

2. 环境失效后果

根据输送产品及管道直径确定的后果类型如表 43.7 所示。

表 43.7　环境后果类型

产　品	环境后果			
	D<8in	D<16in	D<32in	D>32in
气井流体	B	B	B	C
半成品气体	A	A	A	B
干气	A	A	A	B
油井流体	B	C	D	E

（续表）

产　品	环境后果			
	D<8in	*D*<16in	*D*<32in	*D*>32in
半成品油	B	C	D	E
干性油	B	C	D	E
井产流体冷凝液	B	B	C	D
半成品冷凝液	B	B	C	D
干性冷凝液	B	B	C	D
已处理海水	A	A	A	A
未处理海水	A	A	A	A
产出水	B	B	B	C

3. 经济失效后果

根据输送产品及管道直径确定的后果类型如表 43.8 所示。

表 43.8　经济后果类型

产　品	经济后果			
	D<8in	*D*<16in	*D*<32in	*D*>32in
气井流体	B	C	D	E
半成品气体	B	C	D	E
干气	B	C	D	E
油井流体	B	C	D	E
半成品油	B	C	D	E

（续表）

产　品	经济后果			
	D<8in	D<16in	D<32in	D>32in
干性油	B	C	D	E
井产流体冷凝液	C	D	E	E
半成品冷凝液	C	D	E	E
干性冷凝液	C	D	E	E
已处理海水	A	B	C	D
未处理海水	A	B	C	D
产出水	A	B	C	D

43.3.2.3 失效概率计算 PoF Calculation

对于由内部腐蚀导致的已知（检测）金属损失缺陷，其失效概率的计算方法已很完善。内部腐蚀的定性风险评估可采用只需提供最少数据的 DNV RP F101 B 部分和 ASME B31G 中的方法。表 43.9 确定了检测时的失效概率类型，根据检测结果将所发现的腐蚀缺陷分为非常不重要、不重要、中等、重要或非常重要，并说明了选择不同检测结果的一般标准。

表 43.9　内部腐蚀的失效概率类型

检测结果	失效概率类型	说　明
非常不重要	1	检测缺陷的最大容许运行压力均不小于 2MAOP
不重要	2	最严重缺陷的最大容许运行压力在 1.75MAOP 和 2MAOP 之间

（续表）

检测结果	失效概率类型	说　明
中等	3	最严重缺陷的最大容许运行压力在 1.5MAOP 和 1.75MAOP 之间
重要	4	最严重缺陷的最大容许运行压力在 1.25MAOP 和 1.5MAOP 之间
非常重要	5	最严重缺陷的最大容许运行压力已经达到 1.25MAOP
未检测	1	“检测”时间设定为试运行 / 安装日期

43.3.3 详细评估 Detailed Assessment

与初步评估相比，详细分析旨在进行更为深入（定量）的风险水平评估及失效概率和失效后果评估。

详细分析的结果应为以下工作提供基本信息：

- 选择高风险组件；
- 排除无关机制；
- 限制和降低风险的措施；
- 检测方法，精确性和百分比范围；
- 检测计划。

详细风险分析涵盖在初步评估中被确定为不可接受风险项的管道系统、组件及损伤模式。根据详细分析评估的结果应能：

- 确定主要退化机制及相应的损伤模式；
- 确定各失效模式的失效概率；
- 对不同后果因素（安全、经济和环境）进行详细估算；
- 对各管道系统、组件和损伤模式进行风险估算；
- 评估风险限制措施，例如检测或监控。

43.4 管道基于风险的检测 Pipeline RBI

43.4.1 管道退化机制 Pipeline Degradation Mechanisms

损伤被定义为与规定基本状态产生了不利物理偏差，并能通过检测技术或技术组合进行探测。损伤原因可分为以下三类：

- 基于事件，即坠落物体、拖网渔具拖拉、滑坡以及抛锚等；
- 基于条件，即 pH、运行参数及阴极保护系统等发生变化；
- 基于时间，即腐蚀、侵蚀及疲劳等。

基于风险的检测评估需考虑以下管道损伤原因：

- 内部腐蚀；
- 外部腐蚀；
- 内部侵蚀；
- 外部冲击；
- 悬跨段；
- 坐底稳性。

下节将详细介绍管道系统的这些损伤原因及发生概率和失效后果。

43.4.2 失效概率值的评估 Assessment of PoF Values

本节将介绍用于评估各种损伤原因的模型。读者应牢记这些模型是偏于保守的，检测计划基于最少提供数据确定。作为检测计划的替代方法，本节还提出一

种更为详细的评估或补救措施。

当检测结果和风险评估表明风险接近或超出风险极限时，应采取合适的行动或措施以确保管道的完整性。此类措施包括近距离检测或限制措施，例如降低压力或满足运行评估要求等。

43.4.2.1　内部腐蚀 Internal Corrosion

运行过程中管壁变薄的主要因素是内部腐蚀。腐蚀是一种复杂的机制，取决于流体成分、出现水以及运行变化等。

对于基于风险的检测定性评估，根据以下信息可将管道的失效概率分为：

- 最后一次检测的结果（如有）；
- 距离最后一次检测的时间（如有）；
- 基于产品的腐蚀性；
- 监控和维护水平。

检测时的失效概率类型根据检测结果所发现的腐蚀缺陷确定为不重要、中等或重要。

因为腐蚀缺陷可能会生长，所以随着时间的推移失效概率也会增加。腐蚀速率取决于产品的腐蚀性。除了腐蚀性最强的产品，应信任良好的状态监控水平，这可以使运营商顺利推进下一步工作。

在腐蚀定量评估时，内部腐蚀损伤可能由不同的腐蚀退化机制所导致。以下因素会使碳氢化合物管道系统发生腐蚀损伤：

- CO_2 腐蚀；
- H_2S 应力腐蚀开裂（SSCC）；
- 微生物腐蚀（MIC）。

基于金属损失缺陷的失效概率计算程序可计算出断裂和泄漏失效模式的年失效概率。最重要的输入参数是腐蚀是否会发生及腐蚀速率。影响腐蚀速率的因素概述如下：

- 材料；
- 产品类型；
- 含水量；
- 温度；
- CO_2 分压；

● 抑制效率（如有）；
● 流态。

为了能够使用结构可靠性方法计算失效概率，以下因素应予以考虑：

● 外径；
● 内部压力，最大容许运行压力；
● 标称壁厚；
● 材料强度，规定最小拉伸强度；
● 试运行年。

表 43.10 确定了检测时的失效概率类型，根据检测结果将所发现的腐蚀缺陷分为不重要、中等或重要，并说明了选择不同检测结果的一般标准。

表 43. 10　内部腐蚀的失效概率类型

检测结果	失效概率	说　明
不重要	1	检测缺陷均未达到目前管道最大容许运行压力 50% 的目标水平
中等	3	最严重缺陷达到目前管道最大容许运行压力 50% 的目标水平
重要	5	最严重缺陷达到目前管道最大容许运行压力 80% 的目标水平
未检测或空白	1	“检测”时间设定为试运行 / 安装日期

所确定的腐蚀性水平和状态监控水平决定了随着时间推移失效概率的增长水平。表 43.11 确定了导致失效概率类型增加 1 所需的运行年数，失效概率类型根据内部腐蚀的检测结果予以定义。

表 43. 11　内部腐蚀失效概率类型增加 1个单位所需的运行年数

腐蚀性	状态监控水平		
	好	普通	差
高	1	1	1
中等	4	3	2
低	7	5	3

43.4.2.2 外部腐蚀 External Corrosion

一般通过覆盖管道全部外表面的“防腐涂层”来保护管道免受外部腐蚀。当管道的防腐涂层发生损伤后，管道系统可使用“外加电流阴极保护”（ICCP）系统并结合牺牲阳极提供保护。

船舶、锚和拖网等的碰撞会导致外涂层损伤。在实践中外部腐蚀通常不会对海底管道的浸没段造成较大问题。

定性评估时，离岸管道的失效概率类型需基于表 43.12 概述的以下因素：

- 最后一次检测的结果（若有）；
- 距离最后一次检测的时间（若有）；
- 异常阳极损耗检测（若有）；
- 检测类型为“可能”的检测读数（若有）；
- 运行温度。

表 43.12　基于检测结果的立管外部腐蚀失效概率类型

检测结果	失效概率	说　明
不重要	1	检测缺陷均未达到目前管道最大容许运行压力 50% 的目标水平
中等	3	最严重缺陷达到目前管道最大容许运行压力 50% 的目标水平
重要	5	最严重缺陷达到目前管道最大容许运行压力 80% 的目标水平
未检测或空白	1	“检测”时间设定为试运行 / 安装日期

因为腐蚀缺陷可能会生长，所以随着时间的推移失效概率会增加。虽然腐蚀发生在飞溅区，但立管表面的温度可假定与运行温度相同并可用于腐蚀速率计算。

表 43.13 为外部腐蚀失效概率类型增加 1 个单位所需的运行年数，取决于运行温度及最后一次检测的结果。也许几年之内均无腐蚀发生，但一旦出现腐蚀，缺陷就会以较高速率发展。

表 43.13　外部腐蚀失效概率类型增加 1 个单位所需的运行年数

检测结果	运行温度低于 40℃时失效概率类型增加 1 个单位所需的运行年数	运行温度高于 40℃时失效概率类型增加 1 个单位所需的运行年数
不重要	4	3
中等	3	2
重要	2	1
未检测或空白	3	2

43.4.2.3　内部侵蚀 Internal Erosion

侵蚀是管道失效的常见原因。携带砂粒的高速流体可造成侵蚀，尤其在管弯、直径减小处以及出现管道连接或几何组件处。

如果流速小于 3~4 m/s，侵蚀就不会产生问题。侵蚀速率与流体中砂的质量成正比，大砂粒比小砂粒的侵蚀更严重。考虑侵蚀时速度是非常重要的参数，因为侵蚀速率与速度的 2.5~3.0 次方成正比。

内部侵蚀的缺陷特征与腐蚀缺陷的特征类似，可使用与腐蚀缺陷相同的检测分类。

因为侵蚀缺陷可能会生长，所以随着时间的推移失效概率会增加。侵蚀速率取决于产品的速度。速度较高导致失效概率增长速度更快，因而失效概率增长 1 个单位所需的运行年数取决于砂（产品）的速度。

内部侵蚀失效概率类型增加 1 个单位所需的运行年数如表 43.14 所示。如果没有砂，随着时间推移失效概率保持不变，其值为 1。

表 43.14　内部侵蚀失效概率类型增加 1 个单位所需的运行年数

砂的速度	失效概率增加 1 个单位所需的年数
$V<3m/s$	10 年
$3m/s \leqslant V<8m/s$	3 年
$V \geqslant 8m/s$	1 年
速度未知	1 年

43.4.2.4 外部冲击
External Impact

坠落物体、锚碰撞和拖拉、拖网、船只碰撞立管和炸鱼等外部冲击均会导致损伤。

外部冲击是基于事件的损伤原因，如果冲击的年概率是常数，那么失效概率也接近于常数。检测对失效概率没有影响或影响有限，但仍应定期对管道进行检测。

管道外部冲击的失效概率类型基于以下信息：

- 最后一次检测的结果（如有）；
- 拖网捕鱼活动；
- 管道直径及混凝土层厚度；
- 埋地；
- 海上作业活动。

表 43.15 列出了拖网外部冲击的失效概率类型。海上作业活动的失效概率类型如表 43.16 所示，失效概率类型与管道是否埋地无关。

表 43.15 拖网外部冲击的失效概率类型

管道条件说明	失效概率
D<8″	4
8″ ≤ D<16″	3
D>16″ 并且涂层 <40mm	3
D>16″ 并且涂层≥ 40mm	1
埋地（所有直径）	1

表 43.16　海上作业的失效概率类型

海上作业活动	失效概率	说　明
低	1	与全部管道资产面临的海上活动整体水平相比，地区内的海上作业活动很少或不重要（* 与管道所处位置的历史海上活动及风险评估研究进行比较）
中等	3	与全部管道资产面临的海上活动整体水平相比，地区内的海上作业活动中等（* 与管道所处位置的历史海上活动及风险评估研究进行比较）
高	4	与全部管道资产面临的海上活动整体水平相比，地区内的海上作业活动较多

43.4.2.5　悬跨段 Free-span

几乎每条管道都会出现悬跨段，除非存在特殊情况（例如埋地）。海床冲刷是产生悬跨段的主要原因之一。悬跨段会受到流向振动或垂向振动的作用，可最终导致疲劳失效。

表 43.17 为仅根据离岸管道检测结果确定的检测时失效概率类型。

应进行详细评估以制定悬跨段的检测计划。开始详细评估时可假定初步评估中的失效概率不会随时间推移而增加。就失效概率评估而言，需牢记软质土壤中的悬跨段容易改变位置和长度，因而需对静态跨段予以特殊考虑。

表 43.17　基于最大悬跨段长度检测结果的失效概率类型

检测结果	失效概率	说　明
不重要	1	$L/D<20$
中等	3	$20 \leqslant L/D<30$
重要	5	$L/D \geqslant 30$, 或动态悬跨段
未检测或空白	3	未检测或空白
动态悬跨段	5	检测历史说明跨段为动态，跨段发生于软质土壤

43.4.2.6 坐底稳性 On–bottom Stability

如果离岸管道没有足够的承载力以确保坐底稳性，那么在较强海流作用下就会发生移动。为了获得足够稳性通常需要配重层，小直径管道除外。一般将混凝土层用作配重层，此类配重层还可保护管道系统免受外部冲击的影响。

在基于风险的检测定性评估中，管道坐底稳性的失效概率类型需根据以下信息：

- 最后一次检测的结果（如有）；
- 距离最后一次检测的时间（如有）；
- 是否埋地；
- 位置（陆地 / 离岸）。

表 43.18 为根据检测结果将侧向移动的失效概率类型确定为不重要、中等或重要。

表 43. 18　基于检测结果的坐底稳性失效概率类型

检测结果	失效概率	说　明
不重要	1	管道无移动或仅有不重要移动（位移≤ 10m），整条管道位于深水，例如深度大于 150 米
中等	3	中等侧向移动，无较大弯曲（10 m < 位移 ≤ 20 m）
重要	5	侧向移动导致不利状态、较大弯曲、出现屈曲或起皱迹象以及靠近岩屑或路径走廊外侧（位移 >20 m）
未检测或空白	1	“检测”时间设定为试运行 / 安装日期

43.4.3 失效后果值的评估 Assessment of CoF Values

失效后果根据安全、经济损失及环境污染予以度量。

43.4.3.1 安全后果 Safety Conseque

安全后果考虑人员伤害或人命损失，可通过定量风险评估（QRA）研究获取

并以潜在人命损失（PLL）表达。表 43.19 列出了安全后果等级。

表 43.19 安全后果等级

失效后果系数	失效后果类型	说　明
A	非常低	不太可能发生人员伤害。
B	低	可能发生较小伤害，伤害不导致人员停工或无人命损失
C	中等	因伤害而可能停工的人员不超过 1/ 几个，无潜在人命损失
D	高	伤害可能造成多个人员停工，潜在人命损失为 1 个
E	非常高	潜在人命损失为多个

43.2.3.2 经济后果 Economic Consequences

直接经济损失是油或气的溢出量及修理成本。但如果需要修理设备，还应考虑到生产延误时间。修理后果可分为两部分，即泄漏后果和断裂后果。修理后果还取决于失效位置（例如水上部分、飞溅区或水下部分）。经济后果指因管道停输所导致的商业中断或生产延误成本。需考虑的一个重要因素是系统的冗余性，即可使用旁通管道维持生产。表 43.20 列出了经济后果等级。

表 43.20 经济后果等级

失效后果系数	失效后果类型	与生产损失相关的成本	
		相对于油田总生产输送量（%）	
A	非常低	< 2	次要出油管
B	低	2 ~ 5	小出油管
C	中等	5 ~ 10	中等出油管
D	高	10 ~ 20	重要出油管
E	非常高	> 20	主干管线

43.4.3.3 环境后果 Environmental Consequence

环境后果涉及各种产品泄漏对环境的影响。可使用 Adios 软件对分散于水中的溢油量进行建模。

环境污染的严重性由溢油量及局部条件（例如渔业资源）决定。环境污染等级则取决于自然资源恢复所需的年数，恢复自然资源由恢复局部资源及当地政府的措施所决定。不同事件的环境后果等级如表 43.21 所示。

表 43. 21 环境后果等级

失效后果系数	失效后果类型	说 明
A	非常低	对环境的影响为无、小或不重要。内部介质无泄漏或仅少量泄漏低毒或无污染介质
B	低	少量泄漏污染或有毒介质，泄漏介质可通过空气或海水迅速分散、分解或中和
C	中等	少量泄漏污染或有毒介质或大量泄漏低污染或有毒介质，泄漏介质需要一定时间才能通过空气或海水分散、分解或中和或易于清除
D	高	大量泄漏污染或有毒介质，能够清除或需要一定时间才能通过空气或海水分散、分解或中和
E	非常高	大量泄漏高污染或有毒介质，无法清除或需要较长时间才能通过空气或海水分散、分解或中和

43.4.4 风险识别和准则 Risk Identification and Criteria

管道风险可通过下式计算：

$$\text{Risk} = \text{PoF} \times \text{CoF}$$

需注意的是风险准则可为定性准则或定量准则。表 43.22 为定性风险准则。

表 43.22 定性风险准则[1]

失效概率类型	年失效概率	风险类型				
5	预期失效	M	H	H	VH	VH
4	高	M	M	H	H	VH
3	中等	L	M	M	H	H
2	低	VL	L	M	M	H
1	几乎为零	VL	VL	L	M	M
失效类型的失效后果		A	B	C	D	E

43.5 参考文献 References

[1] OREDA,（2002），“Offshore Reliability -Data Handbook”, 4th Edition, 2002.

[2] M.T.R. Paula, E.L. Labanca and C.A.S. Paulo, Subsea Manifolds Design Based on Life Cycle Cost, OTC 12942, 2001.

[3] R. Robinson, Design Challenges of a 48-inch Pipeline Subsea Manifold”, OTC 15275, 2003.

[4] Catherine Jahre-Nilsen, RBI planning for pipelines, principles and benefits, OMAE2001-PIPE4007.

[5] Bjornoy, Catherine Jahre-Nilsen, RBI planning for pipelines description of approach, OMAE2001/PIPE-4008.

[6] NORWEGIAN TECHNOLOGY STANDARD, CO2 Corrosion Rate Calculation Model, JUNE 1998.

[7] DNV, Recommended Practice DNV-RP-F101 Corroded Pipelines, Det Norske Veritas, 2004.

[8] M.H. Stein, A.A. Chitale, G. Asher, H. Vaziri, Y. Sun and J.R. Collbert, Integrated Sand and Erosion Alarming on Na Kika, Deepwater Gulf of Mexico, SPE 95516, 2005 SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Dallas, Texas, 2005.

[9] DNV, Rules for Submarine Pipelines, Det Norske Veritas, 1981.

[10] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines & Risers, Chapter 40, Integrity Management of Subsea Systems, 2005.

第 44 章　基于可靠性的管道强度设计

Reliability-based Strength Design of Pipelines

44.1 引言 Introduction

用于输送油气的海底管道系统的壁厚是影响油气田开发成本的一个主要因素。壁厚根据管道在安装和运行条件下必须承受的载荷进行确定。在浅水区，管道设计通常取决于内部压力，但是在深水区，外部静水压的影响更大。除波浪与海流、非平整海床、拖网板等外部载荷，还需考虑管道的拖拉和膨胀。但是，设计参数和壁厚仍存在不确定性，在设计过程中必须加以考虑。必须根据主观判断评估管道的可靠性以节省成本，不宜过分保守。

原则上，基于可靠性的海底管道设计涉及以下几个方面：

- 识别指定设计样例的失效模式；
- 定义设计格式和极限状态函数（LSF）；
- 度量所有随机变量的不确定性；
- 计算失效概率；
- 确定目标可靠性水平；
- 标定设计安全系数；
- 评估设计结果。

44.2 失效概率 Failure Probability

极限状态函数（LSF）通常用 $g(Z)$ 表示，式中 Z 为所有不确定变量的向量。当 $g(Z) \leqslant 0$ 时，失效发生。对于给定的极限状态函数 $g(Z)$，失效概率 P_f 定义如下：

$$P_f(t)=P[g(Z)\leqslant 0] \qquad (44\text{-}1)$$

失效概率的计算结果也可用可靠性（安全性）指数 β 表示，该指数仅通过下

式与失效概率相关：

$$\beta(t)=-\Phi^{-1}(P_f(t))=\Phi^{-1}(-P_f(t)) \quad (44\text{-}2)$$

式中 $\Phi(\cdot)$ 为一个标准的正态分布函数。

可通过两种常用的方法对式（44-1）进行求解，即解析法和仿真法，详见前两个章节及“海洋结构设计”[1]。

44.3 不确定性度量 Uncertainty Measures

考虑到设计格式中的不确定性，每个随机变量 X_i 均可定为[2]：

$$X_i=B_x\cdot X_c \quad (44\text{-}3)$$

式中，X_c 为 X_i 的特性值，B_x 为反映 X_i 不确定性的归一化变量。

44.3.1 分布函数的选择 Selection of Distribution Functions

通常，分布函数的确定在很大程度上取决于随机变量的物理特性。此外还与公认的描述和随机试验相关。从类似问题中获得的经验也非常有用。如果有多个分布可用，则需要通过在概率纸上绘制数据图及比较统计试验等进行确定，在缺少详细信息的情况下通常采用正态或对数正态分布。例如，阻力变量通常采用正态分布进行建模，载荷变量则采用对数正态分布。损坏（如初始裂纹）发生频率采用泊松分布进行描述。指数分布则用来对检测特定损伤的能力进行建模[3]。

44.3.2 确定统计值 Determination of Statistical Values

用来描述一个随机变量的统计值为平均值和偏离系数（COV）。这些统计值通常应从经认可的数据源中获得。可基于矩量法、最小二乘拟合法、最大似然估计法等进行回归分析。

44.4 标定安全系数 Calibration of Safety Factors

44.4.1 概述 General

结构可靠性方法的其中一个重要应用为标定设计格式中的安全系数，以便达成一致的安全级别。确定安全系数时应确保所标定的各种条件下的失效概率 $P_{f,i}$ 尽可能接近目标可靠性水平 P_f^T:

$$\sum f_i \left(P_{f,i} (\gamma) - P_f^T \right)^2 = \min \qquad (44\text{–}4)$$

式中，f_i 为设计样例号 i 的相对频率。

44.4.2 目标可靠性水平 Target Reliability Levels

执行结构可靠性分析时，必须根据给定的基准时间期限和基准管道长度选择目标可靠性水平。该选择应基于失效后果、管道的位置和容积、相关规则及检查和检修口等。设计时必须满足目标可靠性水平，以确保维持一定的安全水平[4]。

目标可靠性水平可由经营者根据政府要求、设计理念和经济风险态度予以指定。受损管道的目标可靠性水平应与无损管道相同。必须就现有规则及规范中的隐含安全水平对目标可靠性水平进行评估。建议按照以下安全等级对目标可靠性水平进行评估。

低安全等级：失效意味着无人身伤害风险、轻微的环境破坏和经济后果。

常规安全等级：临时性条件分类，失效意味着人身伤害风险、严重的环境和经济后果。

高安全等级：运行条件分类，失效意味着人身伤害风险、严重的环境和经济后果。

Sotberg 等专家建议将下述目标可靠性水平用于基于极限状态的海底管道设计[5]，目标可靠性水平如表 44.1 所示。

表 44.1　目标可靠性水平[5]

极限状态	安全等级		
	低	常规	高
SLS	10^{-1}~10^{-2}	10^{-2}~10^{-3}	10^{-2}~10^{-3}
ULS	10^{-2}~10^{-3}	10^{-3}~10^{-4}	10^{-4}~10^{-5}
FLS	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}
ALS	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}

44.5　基于可靠性确定腐蚀裕量
Reliability-based Determination of Corrosion Allowance

44.5.1　概述
General

本小节以 Nødland 等专家的论文为基础[6, 7]。

为了准确计算管道的可靠性，必须收集足够的统计数据，并在这些数据的基础上以概率分布函数的形式描述关键输入参数。此外，还必须纳入工程判断要素。这是因为从一个特定管道或从实验室获取的经验不能直接应用于新的管道，因为差异永远存在，如含水量及化学成分、流态、冷凝率等。此外，用于计算腐蚀速率的方法为经验法或半经验法，仅适用于小范围的运行参数（即流速、温度、pH 值和压力）。如果管壁上形成水垢或沉积物，则情况更为复杂。除此之外，人们常采用的腐蚀速率模型，即 deWaard-Milliams 或 Shell formula deWaard 等[8,9] 仅

基于实验室数据，在“实际”应用时通常被认为过于保守。

目前，可用于海底管道可靠性分析的统计数据极为有限。现有的一些数据仅用于对输气管道的缺陷长度及管壁厚度中的不确定性进行合理证明。当涉及腐蚀速率计算时，所做的研究工作微乎其微，无法提供统计基础，所以主要通过工程判断对概率函数进行估算。因此，从失效概率（或不可接受的腐蚀深度）计算结果推断出的可靠性不可视为精确值，而是对管道可靠性的主观评估[10]。

随后可将可靠性计算结果应用于生命周期成本（LCC）分析，结合腐蚀裕量及运行参数，给出最高净现值，以代表最佳腐蚀裕量。按照这一方法，可评估不同的设计和运行参数对管道可靠性的相对影响。

本节的范围是针对不同的设计和运行参数，描述用于计算腐蚀管道可靠性的方法。文中包含实例，以说明不同的参数对可靠性的影响。

44.5.2 可靠性模型 Reliability Model

当腐蚀深度超出允许腐蚀深度时，管道腐蚀不可接受。可使用极限状态函数，如 Edwards 等人进行描述[11]。

$$g(\bar{X}) = d - CR \cdot t \tag{44-5}$$

式中：

d 为最大允许腐蚀深度；

CR 为腐蚀速率；

t 为湿运行持续时间；

X 包含所有基本不确定性变量的向量。

由于无法准确确定 g 中的参数，因此采用概率分布来描述参数，如图 44.1 所示。

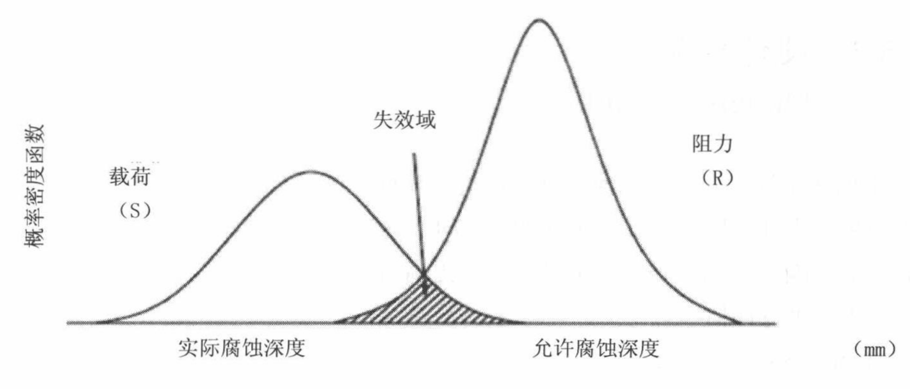


图 44.1　概率极限状态函数

图中阴影区域内的腐蚀不可接受，其代表较高的腐蚀速率和较低的允许腐蚀深度。这符合标准 $g(\bar{X}) < 0$。因此，失效概率为：

$$P\left(g\left(\bar{X}\right)<0\right)=\int_{V} f_{\bar{X}}\left(\bar{x}\right)\mathrm{d}\bar{x} \qquad (44\text{–}6)$$

式中：

V 失效域 $=\left\{\bar{X} \mid g(\bar{X}) < 0\right\}$；

$\int_{V} f_{\bar{X}}\left(\bar{x}\right)$ $\bar{X}$ 的联合概率密度函数；

$\bar{X}$ 在基本变量空间中的实现值。

可靠性用函数（1.0– 失效概率）表示。不可接受概率的计算通过专有软件 STRUREL（RCP, 1996）完成，该软件采用二阶可靠性方法（SORM）[12]。

确定腐蚀速率

腐蚀速率（*CR*）可基于经验公式（如 Shell models deWaard 等[9, 10]或经验 / 测量数据进行确定。在管道设计中，上述公式和数据以及由合格腐蚀工程师做出合理的工程判断是必不可少的。在下例中，将确定性腐蚀速率（基于 deWaard 等的著作（1995））乘以概率变量 x_m，即腐蚀速率不确定性系数。该变量 x_m 由工程判断和运行经验确定。

确定最大允许缺陷深度 *d*

用于计算最大允许缺陷深度 *d* 的公式，可参见标准或文献[13]。在下述样例中，*d* 基于 ASME B31G 标准。这意味着可靠性计算结果并不是基于失效概率，而是基于未满足 ASME B31G 验收标准的概率。

44.5.3 设计样例
Design Examples

下面两个样例介绍了如何计算管道的可靠性，以及改变腐蚀裕量会对可靠性计算结果产生什么影响。在每个样例中均进行敏感性研究，演示未来运行对管道可靠性的影响。敏感性研究结果可用于对提高可靠性最有效方法、加大壁厚或更改运行程序进行评估[14]。

样例如下：

● 因生产故障偶尔浸湿的干式气体管道。仅在生产故障后发生短暂的腐蚀。假设 $L \leqslant 4.48 \cdot \sqrt{D \cdot t}$ 敏感性参数：每年故障次数：

● 用于输送液体的湿式管道。在整个生命周期内持续发生腐蚀。假设 $L > 4.48 \cdot \sqrt{D \cdot t}$ 敏感性参数：缓蚀剂性能。

1. 干式气体管道

设计数据

管道的确定性设计数据如表 44.2 所示，概率参数如表 44.3 所示。设计过程中考虑了两个腐蚀裕量值：

● 0 mm；

● 3 mm（管道设计中常用的裕量值，基于经验确定）。

表 44.2 确定性设计参数

参数	单位	干式气体管道	湿式液体管道
D	mm	1016	508
t_{-c} ①	mm	26.6	13.5
压力	bar	200	130
温度	℃	50	50
CO_2 含量	mole %	4.5	0.5
设计寿命	年	50	20
F_{scale}, F_{pH}, i	–	1	1

注：① $t \cdot c$：总壁厚 – 腐蚀裕量。

表 44.3　干式气体管道的概率设计参数和不确定性系数

参数	分布	平均值	标准偏差	参考
腐蚀速率 不确定性系数①	正态（高斯分布）	1.5	0.3	见下文
湿运行持续时间 正态（高斯分布）	（见下文）	3n②	$2\sqrt{n}$	见下文
缺陷长度	对数正态	30（mm）	20（mm）	Emden 输气管道
壁厚 不确定性系数①	正态	1.04	0.04	工程判断

注：① 在极限状态函数中，腐蚀速率和壁厚值与各自的不确定性系数相乘。
② n = 生命周期内的故障次数。

腐蚀速率模型中的保守性通常由基于实验室经验的模型进行解释，而该实验室经验并不能充分反映“实际情况”。但是，气体管道中水冷凝可能会产生“新鲜”的不饱和水，众所周知其提供的环境比饱含腐蚀产物的水更具腐蚀性。另外，对于较长的管道可考虑极值统计，因为出现“最坏情况”的腐蚀速率的概率随长度的增加而增大。腐蚀速率不确定性系数的平均值也因此大于 1。（还应考虑实验室数据参见 deWaard 等人的论文（1995）），实验室数据也存在较大散布，Shell 模型正是基于这些数据而确定的（deWaard 等人的论文 （1995）），这反映在较大的标准偏差上。

据推断，在基本样例中，每年会发生三次运行故障。可进行敏感性研究以评估将该次数降低为每年一次或两次时产生的影响。在本文中，故障被定义为水或湿气渗入管道。并进一步假定从开始渗入直至检测出并纠正故障以及管道在故障发生前恢复干燥状态的时间。

可用对数正态概率分布函数表示，平均值 m 为 3 天，标准偏差 s 为 2 天。此外还假定这些故障为独立事件，管道将在前一次故障后保持干燥状态，直至新的故障发生。因此，油气田整个生命周期内的湿运行总持续时间 t_w 可由正态分布函数进行描述，参数如下：

$$m_{t_w}=n\cdot m \tag{44-7}$$

$$s_{t_w}=\sqrt{n}\cdot s \tag{44-8}$$

式中：

m_{t_w} 湿运行总持续时间平均值；

s_{t_w} 湿运行总持续时间标准偏差；

n 整个生命周期内的总故障次数（如果对正态分布的推断是正确的，则不应小于 20 次）；

m 单次故障的干燥时间平均值；

s 单次故障的干燥时间标准偏差。

表 44.4 为分析样例的总结；分析结果如图 44.2 所示。

表 44.4　敏感性样例，湿运行持续时间

样例	n	m_{t_w}	s_{t_w}	备注
基本样例	150	450	24.49	3 次独立故障 / 年
S1	100	300	20	2 次独立故障 / 年
S2	50	150	14.14	1 次独立故障 / 年

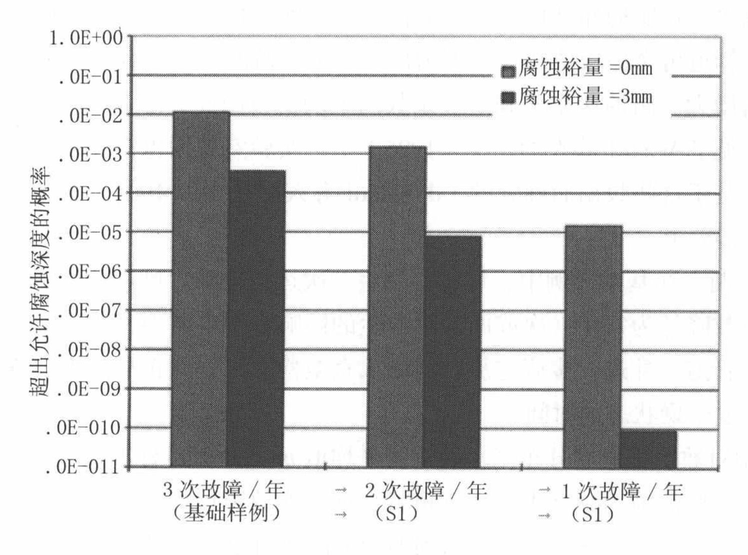


图 44.2　带运行故障的输气管道的概率计算结果

2. 湿式液体管道

设计数据

管道的确定性设计数据如表 44.2 所示；概率参数如表 44.5 所示。

表 44.5　湿式气体管道的概率设计参数和不确定性系数

参数	分布	平均值	标准偏差	参考
Shell 95 模型不确定性系数①②	正态（高斯）	0.04	0.25	见下文
缓蚀剂效能 i	β	见下文	0.03	见下文
壁厚				[6,7]
不确定性系数 2）	正态	1.04	0.04	工程判断

注：
① 腐蚀速率不确定性系数，xm = 1+ Shell 95 模型不确定性系数。
②在极限状态函数中，腐蚀速率和壁厚值与各自的不确定性系数相乘。

设计过程中考虑了三个腐蚀裕量值；

- 5 mm；
- 6 mm（通过传统的确定性方法计算而得）；
- 7 mm。

确定腐蚀速率不确定性系数的原理与干式气体管道相同。但是，由于湿式或多相流管道的管壁被液体冲刷，因此假定不会因冷凝而产生“新鲜”水。此外，水相的腐蚀性受限于碳氢化合物、腐蚀产物和缓蚀剂。因此，在液体管道中，“最坏情况”的腐蚀速率小于气体管道。其 x_m 平均值也相应小于气体管道。在此基础上，腐蚀速率模型不确定性系数 x_m 将视为（1+Shell 95 模型不确定性系数），即假定 Shell 模型是极端腐蚀速率的合理描述。

我们通过三个样例，确定缓蚀剂的效能（见表 44.6）。这些样例旨在描述为确保管道的稳定运行而采取的不同级别的措施。在本文中，这些措施包含选择合适的缓蚀剂、监控缓蚀剂性能及在缓蚀剂保护作用较弱时执行纠正措施的能力。

表 44.6　敏感性参数，缓蚀剂性能

样例	分布	平均值	标准偏差
1	β；范围 0.7~0.99	0.9	0.02
2	β；范围 0.7~0.99	0.9	0.03
3	β；范围 0.7~0.99	0.85	0.035

所建议的缓蚀剂效能分布是基于 NORSOK MD-P-001 中描述的 85% 确定性值而确定的。选择这些分布的原理如下 [15, 16]：

样例 1：为确保管道运行而采取的极高级别的措施。缓蚀剂性能值 < 85% 的概率极低（~1%）；

样例 2：为确保管道运行而采取的较高级别的措施。缓蚀剂性能值 < 85% 的概率较低（~10%）；

样例 3：为确保管道运行而采取的较低级别的措施。缓蚀剂性能值 < 85% 的概率较高（~50%）。

假定缓蚀剂的效能上限为 99%，下限为 70%。并假定在运行过程中需要采取措施，以确保效能处于该范围内。应注意的是缓蚀剂效能为管道整个生命周期内的平均值，因为极限状态函数考虑整个生命周期内的平均腐蚀，而不是对每天的管道腐蚀情况进行描述。由此可知，在短期时间内，远低于 85% 的值也可被接受。图 44.3 为超出允许腐蚀深度的概率的分析结果。

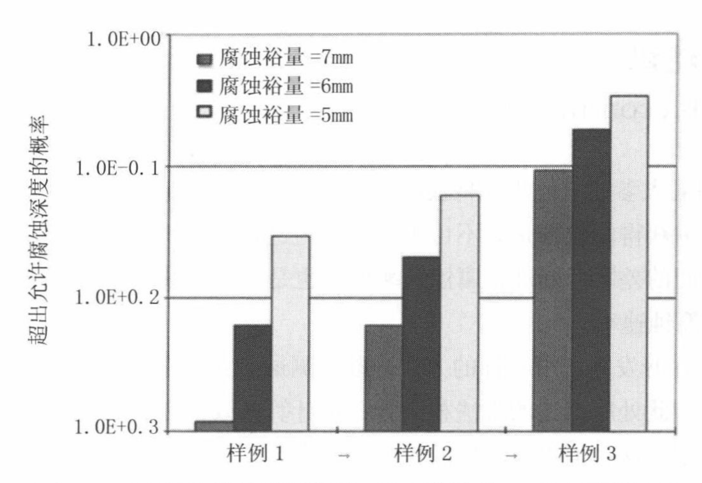


图 44.3　具备不同缓蚀剂效能的湿式液体管道的可靠性计算结果

44.5.4 讨论 Discussions

设计样例阐明了如何解决设计参数中的不确定性，以及如何主观评估管道的可靠性。结果表明，管道的可靠性与管道的未来运行情况及腐蚀裕量的大小相关。

从结果中可看出一个重要趋势；随着管道腐蚀性的增大，腐蚀裕量对提高管道可靠性的影响也相应下降。这意味着，如果腐蚀速率相对较高，通过腐蚀裕量将无法提高管道的可靠性，相比之下降低腐蚀速率（如更改运行参数）才是理想之选。

可靠性表示为（1.0 – 超出可接受的腐蚀深度的概率）。达到最大可接受深度并不意味着管道失效，因为其已满足 B31G 标准中的固有安全水平。此外，腐蚀深度可能会在很长一段时间后才增加，这表示在达到临界尺寸前，便可通过检查检测出缺陷。因此，超出最大深度最有可能的后果是产生维修成本和 / 或管道输送能力降低。

可通过最大限度地减少生命周期成本 （LCC）来选择最佳腐蚀裕量，每一个待选腐蚀裕量均需考虑 CAPEX、OPEX 和风险（失效概率 × 失效成本）。

44.5.5 建议 Recommendations

完善的输入参数统计描述将提高可靠性计算结果及生命周期成本的置信度。从运行经验中获得的数据是必不可少的，因为这将缩短现有的实验室模型和“实际情况”之间的差距。同理，腐蚀速率模型也是不可或缺的，可以更高精度地预测油气田的腐蚀速率。

目前正在开发基于可靠性的方法，以预测最大允许腐蚀深度。通过将基于可靠性的方法与此处所描述的方法相结合，可计算失效（爆破）概率，而非超出允许深度的概率。这将消除不必要的保守，但也影响到可接受的可靠性，因为除成本外还须考虑环境破坏和人类安全等因素。

44.6 参考文献 References

[1] Y. Bai, Marine Structural Design, Elsevier Science, 2003.

[2] C.G. Soares,Quantification of Model Uncertainty in Structural Reliability,in Probabilistic Methods for Structural Design, edited by C. Guedes Soares. Kluwer Academic Publishers, 1997.

[3] ISO/DIS13623, Petroleum and Natural Gas Industries; Pipeline Transportation Systems, International Standard Organization,1997.

[4] J. F. Kiefner, Corroded Pipe: Strength and Repair Methods, 5th Symposium onLine Pipe Research, 1974.

[5] T. Sotberg, T. Moan, R. Bruschi, G. Jiao and K.J. Mørk, The SUPERB Project: Recommended Target Safety Levels for Limit State Based Design of Offshore Pipelines, Proc. of OMAE’97,1997.

[6] S. Nødland, Y. Bai, P. A. Damsleth, Reliability Approach to Optimise Corrosion Allowance, Risk-based & Limit State Design & Operation of Pipelines, IBC, Aberdeen21/22 May,1997.

[7] S. Nødland, H. Hovdan, and Y. Bai, Use of Reliability Methods to Assess the Benefit of

Corrosion Allowance, EUROCORR ’ 97, Trondheim, Norway 22–25, September1997.

[8] C. deWaard, U. Lotz, Prediction of CO2Corrosion of Carbon Steel, CORROSION/93, paper no. 69,1993.

[9] C. deWaard, U. Lotzand A. Dugstad, Influence of Liquid Flow Velocity on CO2Corrosion: A Semi–empirical Model, CORROSION/95, paper no. 128, 1995.

[10] DNV, Rules for Submarine Pipelines, Det Norske Veritas,1996.

[11] J. D. Edwards, T. Sydberger and K. J. Mørk, Reliability–based Design of CO2–Corrosion Control, CORROSION/96, paper no.29,1996.

[12] RCP, SYSREL 9.0, RCP Consulting, Munich, 1996.

[13] ASME, B31G, Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines, American Society of Mechanical Engineers,1991.

[14] G. Jiao, T. Sotberg, R. Bruschi and R. T. Igland, The SUPERB Project: Linepipe Statistical Properties and Implications in Design of Offshore Pipelines, Proc. OfOMAE’ 97,1997.

[15] NORSOK MD–P–001, Materials Selection, Rev. 1 December 1994.

[16] NORSOK Standard Y–002, Reliability–based Limit–state Principles for PipelineDesign,1997.

第 45 章　管道设计的生命周期成本建模

LCC Modeling for Pipeline Design

45.1 引言 Introduction

45.1.1 概述 General

管道工程项目可以分为成本来源各不相同的几个特定阶段，包括前期工程、概念工程、细部工程、制造、施工、运行以及弃管。尽管应对所有不同成本因素予以考虑，但这需要以分步方式进行。涉及所有活动（例如概念工程、制造及安装等）的成本均应视为单独成本而非一个整体并需针对管道生命周期的不同点予以说明。

评估这些成本时应将其作为相互关联的实体，因而在说明管道的经济性时必须考虑整个生命周期的总成本，特别是在概念设计的早期阶段。当生命周期成本作为一个变量包含在管道开发过程中时，就可为在经济上优化管道设计提供机会。

根据生命周期成本模型进行决策的优点是灵活性非常好[1]，能够对设计系统的所有方面予以分析。就管道工程而言，可将这种分析应用于设计和管理的所有层面，并用作评估采用何种培训计划的管理工具，这样就能提高工作效率。工程师也可将其用于制定防止腐蚀失效的最经济方法（即缓蚀剂、腐蚀裕度或高质量材料）。

本章将介绍一种适用于大多数行业的通用模型，因而也可将其应用于管道工程，参见 Bai 等人[2]。此外还对生命周期成本（LCC）法逐步进行介绍，每一步均根据管道工程予以说明，因而可以为使用生命周期成本法确定海底管道提供深入参考。

45.1.2 概率生命周期成本模型与确定性生命周期成本模型 Probabilistic vs. Deterministic LCC Models

通过使用生命周期成本，设计方案的总成本通常能够以如下数学表达式予以说明：

$$\text{TOTAL(NPV)} = \text{CAPEX(NPV)} + \text{OPEX(NPV)} + \text{RISKEX(NPV)} \quad (45\text{–}1)$$

式中：

CAPEX 为资本支出或初始投资；

OPEX 为运行成本，包括计划成本（定期维护）和意外成本（失效修理）；

RISKEX 为风险支出；

NPV 为净现值。

这个表达式的确定性解法需基于历史数据和过往事件识别并估算所有可预见成本。以此估算成本有几种不同方法，包括：工程判断法、类比法以及参数法[1]。

此表达式的概率解法需识别成本并确定概率分布，能够最接近成本。根据历史数据确定概率分布的统计学方法有多种。

45.1.3 经济价值分析 Economic Value Analysis

Cui 等人[3]介绍了一种基于生命周期成本模型的经济价值分析（EVA）法，其理念是质量和成本之间存在平衡。质量可定义为满足要求的能力。管道工程的要求包括适用性、安全性、相容性以及耐用性[4]。较好的管道设计和施工质量可以提高安全性并因此而降低维护成本。但引入严格的质量控制会增加资本成本，并且可能无法通过运行阶段产生的收入进行弥补。因而在生命周期成本模型的基础上，通过经济价值分析而开发的方法可将结构物的生命周期总成本降至最低。本章开发了一种用于经济价值分析的方法：

（1）确定需考虑的结构物 / 系统；

（2）确定系统中需考虑的质量项；

（3）确定需考虑结构物 / 系统的主要失效模式，对于诸如管道或管段这样的复杂结构物通常需考虑几种失效模式（例如屈曲、疲劳及坐底稳性等）。

（4）得出结构物 / 系统各失效模式的极限状态公式，公式说明了失效条件。

这一步的重点是在极限状态公式中必须对第 2 步确定的质量项予以明确考虑。

（5）获取极限状态公式中各参数的所有统计数据，并采用概率法（统计分布）或确定值法将数据应用于极限状态公式。

（6）计算失效概率 P_{fs}，失效概率为质量度量的函数。

（7）确定结构系统的失效后果 C_f 及与其相关的成本。

（8）计算系统在运行寿命内的预期失效成本 $E(C)$，预期失效成本为质量度量的函数。

（9）确定施工的初始成本（C_o），初始成本为质量度量的函数。

（10）进行经济价值分析并计算可将预期生命周期总成本 $E(C)$ 降至最低的质量度量或公差。

$$\min E(C)=\min(C_o+C_fP_{fs}) \tag{45-2}$$

应注意的是式（45-2）与式（45-1）是有关联的。C_o 对应于初始投资或计划成本，而第二部分 C_fP_{fs} 则对应于管道使用寿命内可能会产生的意外成本。

45.2 初始成本 Initial Cost

45.2.1 概述 General

在任何层面进行决策时，最好能够确定可能的方法。就商业而言，方法几乎都与初始成本相关。此初始成本必然也是方法中一些质量因素的函数。质量是方法对状态要求满足程度的一种度量。工程商业的要求包括适用性、安全性、相容性以及耐用性。

- 适用性指适合于所需目的的能力，即功能性。适用性旨在确保能够为了认可目的而在认可使用条件下使用系统。

- 安全性指避免对人命、环境及财产带来过度危险的能力，是一种不会处于不利危险境地的状态。结构物承受加载及其他危险的能力与安全性直接相关且联

系最为紧密。

● 相容性可确保系统在其生命周期内不会对环境和社会造成不必要或过度负面影响，同时还是一种满足经济及时间要求的能力。

● 耐用性确保海洋系统在其使用寿命内能够保持适用性、安全性和环境相容性，避免意外维护问题及意外成本。

可用方法必须满足所有这些要求的最低标准，最低标准由管道拥有者、运营商、设计人员、施工人员以及管理人员制定。如上所述，通过一种方法获得的任何额外质量提高在产品使用寿命内均与财务相关。

本节将确定管道工程中存在的不同质量因素，包括管理、设计 / 工程服务、材料和制造以及海上作业和运行。重要的是应意识到待分析的质量因素可能会导致失效，失效风险计算使用了本章风险小节介绍的技术。

45.2.2 管理 Management

管理可定义为个体与系统的协调和控制。管理活动贯穿整个管道开发过程。通过实施不同的策略或计划，就可能对个体和系统的性能质量产生影响。Bea [5,6] 的研究表明对于海洋结构物的设计、施工和可靠性而言，个体和系统的性能质量是人为 / 组织错误（HOE）发生频率的函数。

人为 / 组织错误可分为个体错误、组织错误和系统（硬件、软件）错误。个体或人为错误指因单个人员错误导致事故发生。

组织错误可分为三种类型。第一种是上层管理，缺乏实现可靠性所需的合理资源与投入以及提出矛盾目标和动机（例如系统因维护而需要降低产量时却要求保持产量）均是上层管理错误的例子。第二种是一线管理，一线管理错误的例子包括为了达到产量而以安全性为代价过滤信息（使书面情况看起来比实际更好，只告诉老板好消息等）及挪用资源等。

第三种是设计、施工或运行小组。协同工作中内在彻底的检测和验证程序是非常重要的："如果你发现了一个问题，你需对其负责直至解决或找到其他人解决。"

通过人 – 系统（设备、结构物、软件或指导手册）相互配合也能够发现错误，这些错误可描述为系统（硬件）错误和程序（软件）错误。设计错误可导致系统错误并使操作人员作出不当决策，同样用于设计、施工或运行的程序或指南也可

能存在严重问题。

管理错误的影响需以定量方式包含在风险中。最大的风险常常与无法避免的人为错误相关。就人为错误对生命周期成本的影响而言，应使用定量风险分析予以说明，定量风险分析中对失效概率和后果进行了估算。

根据以上对人为/组织错误的介绍可确定能够改变的质量因素。可通过许多途径使用这种方法，一个例子是决定招聘新工程师时。如果招聘有经验的工程师，出现设计错误的可能性较低而工资较高；但如果招聘的工程师刚毕业，出现设计错误的可能性较高而工资较低。对此可采用生命周期成本分析进行评估并得到最经济的解决方法。

45.2.3 设计/工程服务 Design/Engineering Services

本节涉及的质量因素范围包括概念工程和初步工程。对于管道结构的细部工程，由于管道质量因素的变化范围非常小，故不作论述。根据 Langford 和 Kelly[7] 的研究工作，概念工程和初步工程的范围可概述如下：

1. 概念工程

- 为系统设计和施工确定技术可行性和限制因素；
- 排除不可行方案；
- 确定下一步设计和施工所需的信息；
- 确定与其他计划中系统或已有系统的连接接口。

2. 初步工程

确定系统概念，包括：

- 验证管道尺寸；
- 确定管道等级（包含在材料一节中）和壁厚；
- 验证管道是否满足安装、试运行和运行的设计与规范要求。

有时规定工程水平需足以进行详细设计并包含在工程、采购和施工（EPC）投标书中。然后工程、采购和施工承包商将根据其设计规定在更改最少的前提下进行细部设计。

45.2.4 材料和制造 Materials and Fabrication

就可用方法的财务分析而言，能够获取最多经验的可能就是此类质量因素，涉及管道开发中使用的所有材料的质量以及这些材料的制造质量。

45.2.5 海上作业 Marine Operations

此类质量因素涵盖管道运行前所需的所有海上作业以及维持管道运行所需的特殊海上作业（即修理）。应用生命周期成本的例子是决定所用铺管驳船的类型，需对工作速率和停工时间之间的平衡进行分析。

45.2.6 运行 Operation

管道运行包括管道安装后的所有活动，主要涉及管道检测而非管道修理，如上所述。

45.3 财务风险 Financial Risk

45.3.1 概述 General

使用定量风险分析方法能够得出管道可能产生的经济损失值。

风险可以通过以下通用表达式确定：

$$风险 = 失效概率 \times 失效后果 \tag{45-3}$$

用于计算风险的两个要素为相当于失效频率的失效概率及失效后果。将风险应用于财务分析时必须确定失效后果，失效后果应以货币方式表达。

45.3.2 失效概率 Probability of Failure

确定失效概率时必须识别两种不同失效原因：直接失效和间接失效。直接失效涉及管道失效的物理因素，例如腐蚀、疲劳或坐底稳性，而间接失效则与最终可能会导致直接失效的系统或人为错误相关。直接失效可采用结构可靠性分析予以确定。对于可靠性分析，考虑失效概率时必须包含人为错误的确定值（通常为介于 5 和 10 之间的一个系数）。间接失效可采用许多定量风险分析技术（包括事件树分析）进行建模。Sørheim 和 Bai [8] 较为全面地开发了用于海底管道的结构可靠性分析和定量风险分析技术。

45.3.3 失效后果 Consequence of Failure

45.3.3.1 概述 General

后果为失效事件可能结果的度量。可用两种方法度量泄漏事件的后果，即后果建模法和区间法。

- 后果建模法：这是一种对失效发生后的事件序列进行评估的解析方法。泄漏后的不同阶段包括溢出、扩散、着火、燃烧以及损伤和损失。论文 [8] 对这种方法进行了深入介绍。
- 区间法：区间法是一种近似方法。通过工程判断和历史数据可以估算出后果的上下界，这样就能够对许多不同后果进行评估，并判断哪种情形最符合决策者的理念（乐观者 – 后果下界，悲观者 – 后果上界或其他）。

泄漏事件可能导致的不同后果包括：

- 防止死伤的成本；
- 环境损害；

- 生产损失；
- 材料修理。

45.3.3.2 防止死伤的成本 Cost Associated with Averting Fatalities and Injuries

虽然任何人员损失都是不可接受的，但有必要对所有可能情形予以说明。与防止死伤（人员损失）相关的成本使管道拥有者增加了经济负担。目前主要有两种方法可用于确定人命经济价值，必须指出这是统计人命，而非确定个体。为了救助特殊环境中的个体（例如被埋矿工），社会必然会投入大量资源。统计人命指为了降低个体意外死亡的统计风险社会愿意投入的资源量。

第一种方法是人力资本法，价值取决于个体将来会对社会造成的经济损失。第二种方法估算愿意支付的成本，即确定为了降低意外死亡概率一个组织愿意支付的成本（以放弃的其他利益和服务计）。每种方法均有优点和缺点。

伤害成本通常要大于死亡成本，伤害成本也应包含在后果建模中。

1. 材料修理

材料修理是管道所受损伤程度的函数。容器泄漏的修理方法有三种：高压焊接修理、安装短管及安装栓结套管。大部分运营公司均可提供与修理成本相关的信息。

2. 生产损失

生产损失计算管道损伤所致时间损失产生的经济损失，为修理管道所需时间的函数，可以通过输送产品的单位价值及修理期间可输送的产品量计算得出。

给输送产品接收方带来不便所产生的损失也必须包括在内。潜在成本可通过评估运营商和采购商之间的合同予以确定。

3. 环境损害

应根据各种情况的自身特点进行评估。以下为确定所有成本时影响最大的因素：

- 损失产品的量和类型；
- 可能海流和暴露海岸线；
- “敏感区域”（自然保护区、农业、娱乐区及饮用水源等）的地貌和位置；
- 现有应急响应能力。

估算所受经济损失值的一个有用信息源是采用风险矩阵，其数据来自大多数海上安装运营商。典型风险矩阵所包含的信息可与管道失效情况相互关联。

45.4 资金的时间价值 Time Value of Money

对于大多数涉及资金流的决策，以利率形式存在的资金时间价值都是一个重要因素。原因在于资金经过一段时间的投资后可收获利息，将来得到的一美元其价值要低于现在的一美元。

资金的时间价值还体现在随着时间的推移一美元的购买力上。通货膨胀期间，如果在将来某个时间进行购买，那么特定资金可购买的货物量将减少。因而在考虑资金的时间价值时，了解资金的收益能力和购买能力是非常重要的。

分析生命周期成本模型的资金时间价值时，必须评估所有正常成本。这通常在初始投资后进行，因而所有成本都必须根据初始投资成本予以评估。在此阶段应评估可能产生的成本类型、单笔支出、年支出或可变年支出。

当计算风险成本时必须认识到存在不同类型的失效，即即时失效、非时变失效及时变失效。即时失效指管道安装后立即发生的失效（例如静水压溃或环向应力标准）。因为立即发生了失效，所以不必根据资金时间价值原理对成本进行调整。

$$\text{风险} = \text{后果成本}(t=0) \times P_f \tag{45-4}$$

第二种类型是非时变失效，指在管道使用寿命内任何时间点发生的失效（例如拖网冲击或坠落物体）。因而必须基于管道在其使用寿命中间点发生失效来计算后果的当前价值，这是对发生于任何时间点的失效的平均评估。

$$\text{风险} = \text{净现值}(\text{后果成本}(t=\tfrac{1}{2}\text{总使用寿命})) \times P_f \tag{45-5}$$

时变失效的成本评估最为复杂，此类失效包括疲劳和腐蚀。疲劳概率逐年增加，因而必须调整每年的后果成本并乘以该年的失效率，累加后即可得到总风险成本。

$$\text{总风险成本} = \sum[\text{净现值}(\text{后果成本}(t)) \times P_f(t)] \tag{45-6}$$

45.5 使用生命周期成本模型的制造公差样例 Example of Fabrication Tolerance Using LCC Model

45.5.1 概述 General

本计算样例旨在证明生命周期成本建模法对于验证所选设计方法的有效性，并研究了失效概率评估的实用性、后果成本、经济理论应用以及根据前言所述步骤使用区间法[9]。

45.5.2 背景 Background

管道制造质量是管道设计的一个特殊因素，可节约管道的生命周期成本。管道制造质量较高能增加安全性，因而会降低意外维护成本和后果成本。但质量要求过于严格可导致制造成本提高，增加此初始成本可能不如选择质量较低的管道。设计样例将对两种不同制造质量管道的腐蚀失效概率的生命周期成本进行比较，并判断哪家制造商的产品经济上更为可行。

45.5.3 使用生命周期成本模型的分析步骤 Analysis Procedure Using LCC Model

45.5.3.1 步骤 1：结构物定义 Step 1－ Definition of Structure

所考虑结构物为海底管道。

45.5.3.2 步骤 2：考虑的质量因素 Step 2– Quality Aspect Considered

本样例需考虑的质量因素为拟使用的制造公差，质量不同的管道来自两家制造商。通过随机变量并对壁厚的不确定性进行建模将不同质量的管道纳入研究问题，此变量的确定性将由步骤 5“参数和变量的定义”予以详细介绍。

45.5.3.3 步骤 3：考虑的失效模式 Step 3– Failure Modes Considered

为了简化样例范围仅考虑一个设计因素，即腐蚀裕度的设计标准，相应的失效模式只有两个：环向应力和静水压溃。

45.5.3.4 步骤 4：极限状态公式 Step 4– Limit State Equations

通过将腐蚀深度视为载荷，壁厚视为抗力，即可在管道腐蚀裕度设计中应用载荷抗力系数设计（LRFD）法。这为考虑设计中腐蚀速率计算及腐蚀管道残余强度的固有不确定性范围提供了一个极好机会。

1. 腐蚀速率和缺陷长度

腐蚀速率（CR）基于 De Waard'93 公式 [10]，将腐蚀速率作为温度、压力和 CO_2 含量的函数。此外，pH、腐蚀产品饱和度、乙二醇含量以及形成膜层的影响也应予以考虑。

需进行以下假设：

- 正常运行过程中的腐蚀速率可以忽略。
- 仅当发生故障后水或湿气进入管道才会出现腐蚀，发生腐蚀的时间标记为 t_w（= 湿运行的总持续时间），步骤 5 将介绍如何确定 t_w。
- 因为干燥装置会残留一些乙二醇，所以管道中有以连续膜形式存在的乙二醇。水进入管道后导致乙二醇膜的含水量增加，假定生产故障后乙二醇膜中的含水量最多增加至 50%。

可根据式（45–7）对腐蚀深度进行建模：

$$d=CR \cdot t_w \qquad (45\text{–}7)$$

式中：

CR 为腐蚀速率；

t_w 为湿运行的总持续时间。

2. 基于环向应力的容许腐蚀深度

ASME B31G [11] 定义了含较短缺陷（即 $A \leqslant 4$，参见式 45–9）腐蚀管道的安全运行压力 P[1]：

$$\Delta P' = 1.1 \cdot \Delta P \cdot \left(\frac{1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{t}}{1 - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{d}{t \cdot \sqrt{A^2 + 1}} \right)} \right) \tag{45-8}$$

式中：

ΔP 为设计压力（内部 – 外部）；

d 为腐蚀区域的最大容许深度；

t 为管道的标称壁厚；

$$A \text{ 为常数} = 0.893 \cdot \frac{L}{\sqrt{D \cdot t}}\ ; \tag{45-9}$$

L 为缺陷的轴向长度；

D 为管道的标称外径。

压力与壁厚相关，如式（45–10）所示。

$$\Delta P = SMYS \cdot \frac{2 \cdot t}{D - t} \cdot \eta \tag{45-10}$$

式中：

η 为利用系数。

对于较短的腐蚀缺陷（$L \leqslant 4.48 \cdot \sqrt{D \cdot t}$），结合式（45–8、（45–9）和（45–10）可得到式（45–11）[9]，因而考虑到了未腐蚀管段管壁强度的增加情况（剩余腐蚀裕度所致），这些计算还虑及管道使用寿命内设计压力不会降低的情况。

$$d_h = \frac{1.5 \cdot t \cdot \left(\frac{1.1 \cdot t}{t_{-c}} \cdot \frac{D - t_{-c}}{D - t} - 1 \right)}{\frac{1.1 \cdot t}{t_{-c}} \cdot \frac{D - t_{-c}}{D - t} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0.8 \cdot L^2}{D \cdot t}}}} \tag{45-11}$$

式中：

d_h 为基于环向应力的容许腐蚀深度；

t 为壁厚，包括腐蚀裕度；

t_{-c} 为壁厚，不包括腐蚀裕度。

3. 基于压溃的容许腐蚀深度

腐蚀缺陷会降低管道的环向屈曲承载力。根据第 3 章的公式能够很容易地计算出基于压溃的容许腐蚀深度。

4. 极限状态函数

极限状态函数 $g(\bar{X})$ 构成了可靠性计算的基础。此函数将“抗力”–“载荷”表达为 $\bar{X}$ 的函数，$\bar{X}$ 为矢量，包含了所有描述“抗力”和“载荷”的基本不确定性变量，确定值也可包含在 g 中。因而不可接受（或失效）准则可定义为 $g(\bar{X})<0$，相应概率为：

$$P\left(g\left(\bar{X}\right)<0\right)=\int_{V} f_{\bar{X}}\left(\bar{x}\right)\mathrm{d}\bar{x} \tag{45-12}$$

式中：

V 为失效域 $=\left\{\bar{x} \mid g\left(\bar{X}\right)<0\right\}$；

$f_{\bar{x}}(\bar{X})$ 为 $\bar{X}$ 的联合密度函数；

$\bar{X}$ 为在基本变量域中实现 $\bar{X}$。

因为研究两种失效模式（即用于载荷和位移控制的环向应力和局部压溃），所以描述系统需两个极限状态函数。因而系统的失效概率可近似表达为：

$$P_{\text{system}}=P\left(g_1\left(\bar{X}\right)<0\right)+P\left(g_2\left(\bar{X}\right)<0\right) \tag{45-13}$$

可采用专利软件 SYSREL 计算失效概率[12]，用于腐蚀裕度计算的极限状态函数如式（45–14）和（45–15）所示。

$$g_1\left(\bar{X}\right)=\frac{1.5\cdot x_t\cdot t\cdot\left(\dfrac{1.1\cdot x_t\cdot t}{x_t\cdot t_{-c}}\cdot\dfrac{D-x_t\cdot t_{-c}}{D-x_t\cdot t}-1\right)}{\dfrac{1.1\cdot x_t\cdot t}{x_t\cdot t_{-c}}\cdot\dfrac{D-x_t\cdot t_{-c}}{D-x_t\cdot t}-\dfrac{1}{\sqrt{1+\dfrac{0.8\cdot L^2}{D\cdot x_t\cdot t}}}}-CR\cdot x_m\cdot\frac{t_w}{365} \tag{45-14}$$

式中：

x_m 为腐蚀速率模型的不确定性系数；

x_t 为壁厚不确定性系数（来自制造过程）。

$$g_2\left(\bar{X}\right)=p_c-\frac{\gamma_R p_c}{\sqrt{1-\left[\dfrac{M_{F,c}\cdot\gamma_R\cdot\gamma_F\cdot\gamma_c}{M_c}\right]^2}} \tag{45-15}$$

式中 p_c 根据第 4 章式（4–15）计算得出，注意为了明确起见 g_2 的表达式在一定程度上也进行了简化。分析中通过第 2 章的式（2–20）求解 p_c，h 由式（45–16）得出

$$h = t - CR \cdot x_{\mathrm{m}} \cdot \frac{t_{\mathrm{w}}}{365} \tag{45–16}$$

此外，极限状态函数中壁厚 t 的表达式必须乘以其不确定性系数 x_{t}，M_{c} 可由式（3–27）计算得出。

45.5.3.5 步骤 5：参数和变量的定义 Step 5− Definition of Parameters and Variables

1. 管道、运行数据和环境数据

表 45.1 为可用于分析的管道数据。对于环向应力而言，所需壁厚为 13.0 mm。但因为海床不平整，预期管道的弯矩和应变都较大，所以选择的壁厚为 15.9 mm。预期功能应变和弯矩如表 45.2 所示。壁厚较大的好处是增加了局部屈曲承载力，因而可减少海床干预需求。

表 45. 1 管道数据和环境数据

参数	单位	值
内径	mm	425.2
壁厚	mm	15.9
仅针对环向应力所需壁厚	mm	13.0
椭圆变形	–	1.5%
外部压力	MPa	3.65

容许压溃压力计算基于表 45.2 给出的参数。

表 45. 2 功能弯矩和作用力

参数	值	参考
M_{F}	0.6 MPa	初步在位分析
F	250 kN	初步在位分析

所用运行数据如表 45.3 所示。根据计算得到的温度剖面、入口温度为 70℃以及管束长度为 400 m 对管束温降进行估算。

表 45.3 运行数据

参数	单位	值
设计压力	bar	225
管束端部 / 管道开始处的温度	℃	45
CO_2 含量	摩尔 %	3

2. 缺陷长度

通过智能清管器对 Emden 气体管道进行检查后表明：在管道运行约 20 年后，其缺陷尺寸可用对数正态分布函数予以表达（平均值 =30，标准偏差 =20），如图 45.1 所示[2]。此函数用于说明管道的预期缺陷长度。

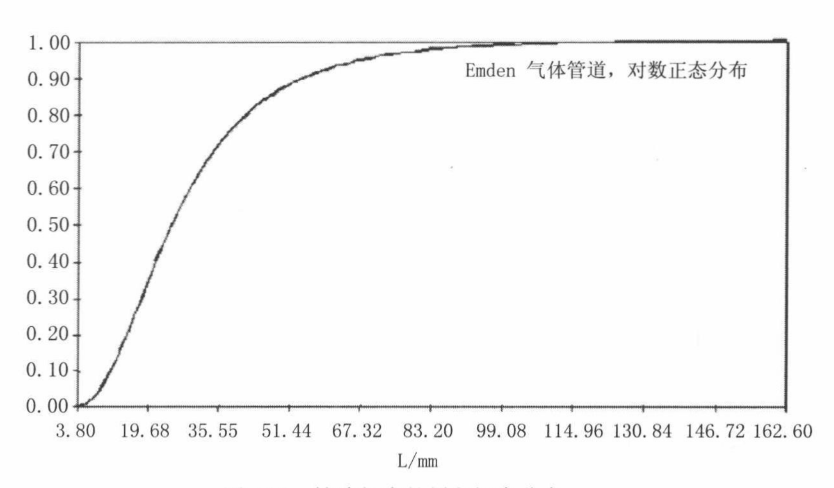


图 45.1 缺陷长度的累积概率分布

应注意 Emden 管道的一些缺陷是在出现运行困难后产生的，将此类缺陷剔除后，缺陷生长和新缺陷产生情况均显著减少。

3. 壁厚不确定性

此计算样例研究的参数是管道的制造质量。因为将会有额外复杂性被引入极限状态公式，所以选择壁厚不确定性变量来表达制造质量的差别，此参数如表

45.4 所示。

表 45.4　壁厚参数

参数	说明	分布	平均值	方差	上界	下界
x_t	壁厚不确定性	Beta 分布	1.02	质量较高 = 0.005 质量较低 = 0.035	1.1	0.95

应注意的是管道质量差异取决于参数的方差，方差越大达到规定尺寸的产品越少。壁厚变化值越小，制造商生产就越稳定。这些值是通过工程判断来选择的，因而能较为合理地模拟实际情况。

4. 常用输入参数

表 45.5 列出了基本参数。

表 45.5　常用输入参数概述

参数	说明	分布	基值
CR	腐蚀速率 /（mm/ 年）	恒定分布	2.0 mm/ 年
x_m	模型不确定性	耿贝尔分布，最大	平均值 : 1.5 标准偏差 .: 0.5
U	每年故障数	正态分布	平均值 : 3 标准偏差 .: 2
t （单次故障）	湿运行管道单次故障持续时间 / 天	对数分布	平均值 : 3 标准偏差 : 2
L	缺陷长度 /mm	对数分布	平均值 : 30 标准偏差 .: 20
W_t	壁厚	恒定分布	15.9
ID	内径	恒定分布	425.2 mm

就本样例而言，故障定义为水或湿气体进入管道。假定发生故障后将立即导致停输，且故障是独立发生的，在前一次故障发生后及新故障发生前会对管道进

行干燥处理。湿运行的总时间（t_w）为每年故障数、每次故障的持续时间及运行年数之积。

45.5.3.6 步骤 6：可靠性分析 Step 6– Reliability Analysis

通过使用可靠性分析程序 SYSREL[11] 可确定每年运行的累积失效概率。年失效概率由下式得出：

$$P_f(n) = CP_f(n) - CP_f(n-1) \qquad (45\text{–}17)$$

式中：

P_f 为年失效概率；

CP_f 为累积失效概率；

n 为年。

年失效概率分布如图 45.2 所示。

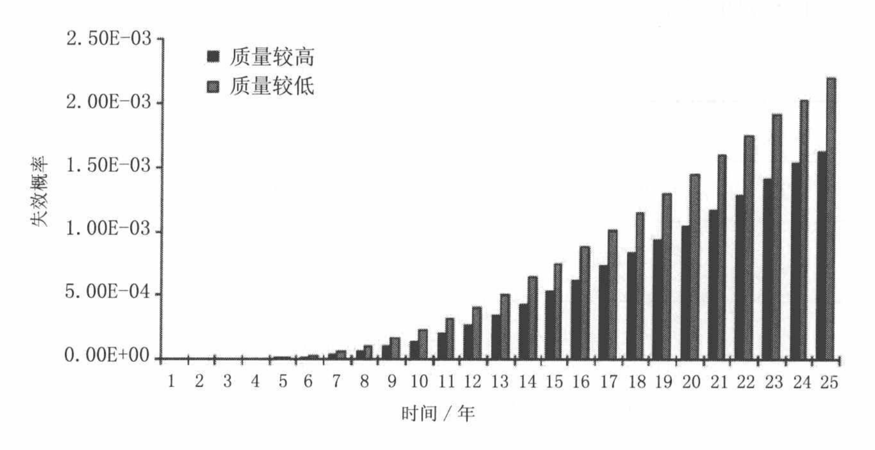


图 45.2 年失效概率

45.5.3.7 步骤 7：后果成本 Step 7– Cost of Consequence

评估管道的失效后果成本时，必须考虑到失效模式及其潜在后果。确定后果成本需对四种单独成本予以考虑：意外维护成本、环境损害和清除成本、生产损失成本以及人命损失成本，如表 45.6 所示。

表 45.6　后果成本

成本	变量	边界	说明	成本（挪威克朗）
意外维护	$C_{UM}{}^{U}$	上边界	更换四通	20 000 000
	$C_{UM}{}^{L}$	下边界	套管夹板	9 000 000
环境成本	$C_{E}{}^{U}$	上边界	$>2500m^3$	5 000 000
	$C_{E}{}^{L}$	下边界	$<100m^3$	250 000
生产损失	$C_{LP}{}^{U}$	上边界	参见注 1	0
	$C_{LP}{}^{L}$	下边界	参见注 1	0
人命损失	$C_{HL}{}^{U}$	上边界	参见注 2	0
	$C_{HL}{}^{L}$	下边界	参见注 2	0

注 1：生产损失为修理时间的函数，假定各种工况下修理时间大致相同；
注 2：假定失效不会导致人命损失。

为了精确计算这些成本，必须对管道失效的可能后果进行彻底分析，分析可以简化为针对此类后果的极限边界。本样例将考虑下述后果的成本。

45.5.3.8　步骤 8：预期成本计算 Step 8– Calculation of Expected Costs

本计算样例中，腐蚀生长随着时间推移而增加，这在失效概率计算中已经予以考虑，如图 45.2 所示。为了计算失效概率的预期成本，必须考虑到资金的时间价值原理，这样就能反映出失效发生年的后果成本，将此预期值乘以该年的失效概率即可计算出预期成本。最后这个值必须以当前的价值形式予以表达，这样就能公平地评估所有成本。对所有评估年的数据进行求和即可得出按当前价值表达的预期成本 [12]

$$EC=\sum NPV\{\text{rate},\text{n},[\text{FV}(\text{inflation},n,C)]\times P_{\text{fn}}\} \quad (45\text{–}18)$$

式中：

EC 为预期成本；

NPV 为基于将来价值计算当前价值的经济表达式；

rate 为选择投资的预期经济回报率（利率）；

n 为年；

FV 为基于当前价值计算将来价值的经济表达式；

Inflation 为预期价值每年的增长量（通货膨胀率）；

C 为评估成本；

P_{fn} 为 *n* 年的失效概率。

此计算样例中通货膨胀率取 2%，利率取 6%。表 45.7 给出了预期成本。

表 45.7　预期成本

成本类型	变量	质量较低管道的预期成本	质量较高管道的预期成本
意外维护成本	C_{UM}^{U}	517 451 挪威克朗	374 392 挪威克朗
	C_{UM}^{L}	232 853 挪威克朗	168 477 挪威克朗
环境成本	C_{E}^{U}	129 363 挪威克朗	94 490 挪威克朗
	C_{E}^{L}	6 468 挪威克朗	4 680 挪威克朗

45.5.3.9　步骤 9：初始成本 Step 9– Initial Cost

假定质量较低管道的初始成本为每吨 6 500 挪威克朗而质量较高管道的成本比其高 5%，据此可计算出管道的总成本。表 45.8 为初始成本。

表 45.8　初始成本

	质量较低	质量较高
初始成本（CI）	21 859 125 挪威克朗	22 952 081 挪威克朗

45.5.3.10　步骤 10：生命周期成本的比较 Step 10− Comparison of Life−cycle Costs

这是最后一步，旨在对得出的两种不同生命周期成本进行比较。为此必须将所有预期成本结合起来予以考虑并为决策者提供用于验证最终决策的完整信息。通过下式可计算出最终的生命周期成本：

$$LCC = C_I + C_F \tag{45-19}$$

式中：

C_I 为初始成本；

C_F 为与管道失效 / 损失性能相关的所有成本之和。

本样例中此值包含以下值：

C_{UM} 为意外维护的区间成本，$[{C_{UM}}^U, {C_{UM}}^L]$；

C_E 为环境损害的区间成本，$[C_E^U, C_E^L]$。

使用不同的后果组合，质量较高管道和质量较低管道的最优制造成本是不同的，如图 45.3 所示。这为选择制造公差提供了基本信息。

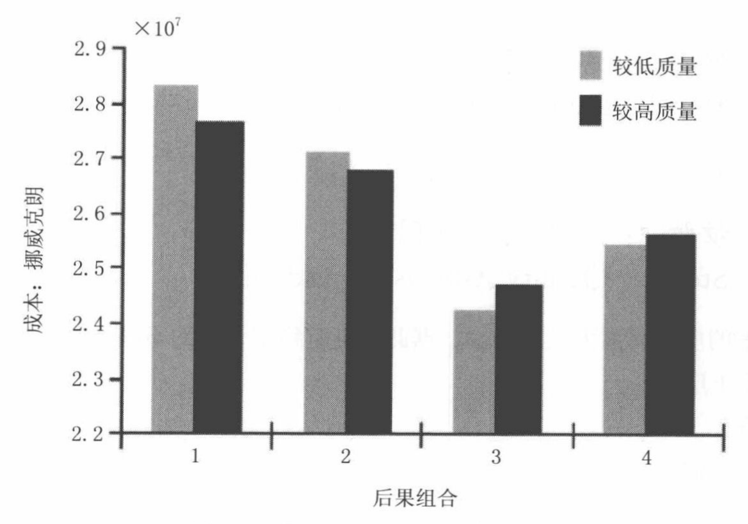


图 45.3　可选择组合的生命周期成本比较

45.6 使用生命周期成本模型的坐底稳性样例 Example of On–Bottom Stability Using LCC Model

45.6.1 引言 Introduction

本样例概述将生命周期成本建模用于确定管道稳定方法，并对此问题进行总体论述，可据此完成更为详细的评估。

45.6.2 使用生命周期成本模型的分析程序 Analysis Procedure Using LCC Model

45.6.2.1 步骤 1：系统定义 Step 1– Definition of System

所考虑系统为管道。

45.6.2.2 步骤 2：考虑的质量因素 Step 2– Quality Aspects Considered

所考虑的质量因素为坐底稳性，据此可确定稳定管道的不同方法，包括：

- 混凝土层；
- 抛石；
- 动态稳定。

45.6.2.3 步骤 3：失效模式 Step 3– Failure Modes

用于坐底稳性设计标准的失效模式有：

- 滑动侧向稳性；
- 上抬垂向稳性。

假定上抬失效模式与滑动失效模式之间存在较高的相关性，则稳性失效概率即为滑动失效概率和上抬失效概率的较大者。

45.6.2.4 步骤 4：极限状态公式 Step 4- Limit State Equations

两种失效模式的极限状态公式可表达如下：

上抬失效

$$g_1(X)=W-F_L \tag{45-20}$$

侧向失效

$$g_2(X)=R_u-F_D \tag{45-21}$$

式中：

W 为管道的沉没重量；

F_L 为静水上抬力；

R_u 为土壤阻力（摩擦力）；

F_D 为静水拖曳力。

45.6.2.5 步骤 5：参数和变量的定义 Step 5- Definition of Variables and Parameters

从式（45–20）和（45–21）可以看出，需要考虑的变量较少。但通过引入概率变量可增加模型的复杂度。

45.6.2.6 步骤 6：可靠性分析 Step 6- Reliability Analysis

可使用 SYSREL 进行可靠性分析（与前一个样例相同）。应注意此程序所确定的失效概率类型。就本样例而言，因为导致失效的作用力（海流和波浪作用）是随机的，所以失效为非时变失效。

45.6.2.7 步骤 7：后果成本 Step 7- Cost of Consequence

管道移动会导致屈曲，并产生与前一个样例类似的后果类型。后果也可以是

进一步稳定管道，这取决于具体情况，需要详细信息。

确定成本后果时必须采用资金的时间价值原理以确定后果的成本净现值。

45.6.2.8 步骤 8：预期成本 Step 8- Expected Cost

将后果成本乘以所识别的风险即可确定失效的预期成本。

45.6.2.9 步骤 9：初始成本 Step 9- Initial Cost

一般可通过管道设计顾问和运营商确定稳定管道所用方法的初始成本。

45.6.2.10 步骤 10：生命周期成本的比较 Step 10- Comparison of Life-cycle Cost

本分析的最终结果是对各种坐底稳性方法的可能生命周期成本予以说明，为决策提供所需信息。

45.7 参考文献 References

[1] W.J. Fabrycky and B.S. Blanchard, Life-cycle Cost and Economic Analysis, Prentice-Hall, 1991.

[2] Y. Bai, M. Sørheim, S. Nødland and P.A. Damsleth, LCC Modeling as a Decision Making Tool in Pipeline Design. OMAE' 99, 1999.

[3] W. Cui, A.E. Mansour, T. Elsayed and W. Wirsching, Reliability based Quality and Cost Optimisation of Unstiffened Plates in Ship Structures, Proc. of PRADS' 98, Edited by M.W. C. Oosterveld and S. G. Tan, Elsevier Science B.V., 1998.

[4] R. Bea, Human and Organization Factors in the Safety of Offshore Structures, in Risk and Reliability in Marine Technology, edited by C. Guedes Soares, Published by A.A.Balkema, 1998.

[5] R. Bea, The Role of Human Error in the Design, Construction and Reliability of Marine

Structures, Ship Structure Committee, USA, 1994.

[6] R. Bea et al., Life-cycle Reliability Characteristic of Minimum Structures, OMAE' 96, 1996.

[7] G. Langford and P.G. Kelly, Design, Installation and Tie-in of Flowlines, JPK Report No. 4680.1, 1990.

[8] M. Sørheim and Y. Bai, Risk Analysis Applied to Subsea Pipeline Engineering OMAE' 99 1999.

[9] S. Nødland, Y. Bai and P. Damsleth, Reliability Approach to Optimise Corrosion Allowance, IBC Conference on Risk Based & Limit State Design & Operation of Pipelines, 1997.

[10] C. DeWaard and U. Lotz, Prediction of CO_2 Corrosion of Carbon Steel, CORROSION'93, paper no. 69, 1993.

[11] ASME B31G, Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipes, American Society of Mechanical Engineers, 1993.

[12] SYSREL, A Structural System Reliability program, RCP Consulting, Munich, rev. 9.10, 1996.

第 46 章　基于定量风险分析的基于风险的检测

Quantitative Risk Analysis-based RBI

46.1 引言 Introduction

随着公众意识的增强以及对管道运营状况的关注，基于风险的检测法已成为了一个热门话题。人们为此开发了许多软件用于执行基于风险的检测（RBI）分析，例如 DNV ORBIT 软件[1]。然而，传统的基于风险的检测（RBI）仅能根据检测记录对管道进行风险评估，或者对不能明确反映风险状况的新管道进行简单的定性评估。

本章描述了基于定量风险分析的风险的检测（QRBI）新方法，旨在为新管道或无检测记录的管道提供风险评估，由此为新管道确定优化检测方案并确保风险水平在早期故障期间保持在接受极限值之内。

QRBI 法是一种分析不同管段的失效概率（PoF）和失效后果（CoF）的半定性分析法。需为此识别主要的退化机制和高风险位置。PARLOC 数据库（2001 年度）被应用于计算失效概率，而失效后果则主要由 MMS 的 POSVCM 软件以及壳牌的 HGSYSTEM 软件来确定。

46.1.1 定义 Definitions

QRBI 规划是一种基于定量风险分析（QRA）为新管道或无检测记录的管道确定优化检测策略的方法，其检测工作可关注于主要的退化机制和高风险位置，并在早期故障期间确保管道具有系统完整性。

基于 QRBI 法的检测规划系采用安全、经济和环境的失效风险作为合理的、具有成本效益的决策框架，以确定高风险管段和主要退化机制。

QRBI 包括初始评估和详细评估。初始评估专注于 PARLOC 数据库的应用以确定风险所在，而详细评估则以内部 / 外部腐蚀以及外部冲击为基础并根据实际数据主要关注 PARLOC 数据库风险的评估和修正，进而识别出风险序列。

46.1.2 动机和目的 Motivation and Objective

图 46.1 为失效率随时间变化的已知“浴缸曲线”形状。在初始阶段，一些设备或设施的初始失效率较大，因此部分曲线被称为老化阶段或早期故障期，其中在部件初期制造过程中形成的缺陷会导致出现失效。在消除这些缺陷之后，曲线水平进入第二区域，被称为稳定失效区，其为随机事件保持着相当稳定失效率水平的阶段。

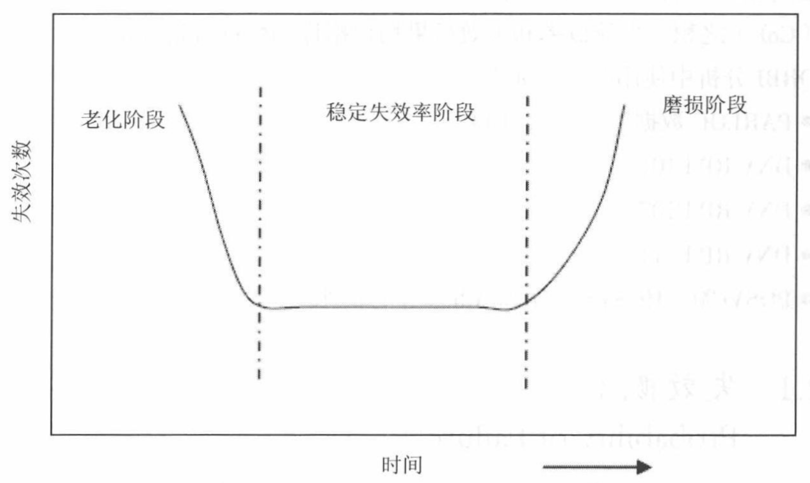


图 46.1　一般失效率曲线（浴缸曲线）[2]

在管道的初始运营年份内，失效频率较大；有必要也有意义进行定量的精确评估，以识别出早期故障期间的主要退化机制和高风险位置，其可采用 QRBI 进行评估。基于 QRBI 的检测方案是一种用于开发检测策略的合理而具有成本效益的决策框架，其可用于确保系统完整性。

QRBI 则是一种在早期故障期对“高风险”领域的资源使用进行聚焦和优化的工具。QRBI 的目的在于：

● 评估在可能性和后果方面所涉及的所有合理的预计危险，其与新管道在早期故障期间的健康、安全和环境相关；

● 为早期故障期间的新管道或无检测记录的管道识别出主要的失效机制和高风险位置；

● 确定具有成本效益的优化检测方案，以确保管道在早期故障期间具有系统完整性。

46.2 方法和基本原理 Methodology and Basic Principle

在 QRBI 研究中，与部件相关的风险则等于部件的失效概率（PoF）和失效后果（CoF）之积。失效概率和失效后果均根据详细数据进行确定。

QRBI 分析中使用的工具如下：

● PARLOC 数据库（2001 年度）；

● DNV RP F101；

● DNV RP F107；

● DNV RP F111；

● POSVCM、HGSYSTEM 和 Adios 等的软件。

46.2.1 失效概率 Probability of Failure

PARLOC 数据库（2001 年度）中的数据被认为是识别潜在危险的起点，其为具体管道失去密封的可能频率水平提供了初始标识。这也为北海管道运营中所达到可靠性水平提供了标识，其可应用于量化风险评估（QRA）的环境中。

基于下述两种假定，PARLOC 数据库将被用于预测管道失效率：

● 失效率的发展与 PARLOC 数据库中的历史统计结果相一致；

● 源自北海的 PARLOC 数据库可应用于管道海域分析。

基于 PARLOC 数据库的主要失效概率计算过程如下：

● 识别输送产品的管道长度，其可用于发现 PARLOC 数据库中表 5.4 至表 5.8 中的相关信息；

● 确定不同管段失效机制的相关性，以利用 PARLOC 数据库中的表 2.2；

● 利用表 5.4 至表 5.8，以确定失效概率，其等于相关性乘以每年的频率；

● 然后根据具体管道的历史记录、性能、特征和功能，识别出应取哪一个极限值，即下限、最佳估算值或上限；

● 使用PARLOC数据库如表4.6至表4.8所示，以计算不同孔洞大小的相关性；

● 确定不同孔洞大小的失效概率，然后添加不同孔洞大小的失效概率。

46.2.2 失效后果 Consequence of Failure

失效后果（CoF）的定义适用于所有的后果，其对公司至关重要，诸如安全、经济和环境。基于此类失效将会发生的假定，将失效后果评估为失效的结果。失效后果的估算是 QRBI 程序中的关键部分，对评估的优先级设置至关重要。

相关后果一般被分为下述三类即安全、经济和环境后果。一般而言，天然气泄漏的最严重问题是安全性，而溢油则是环境问题。

失效后果如下：

● 灾后生产损失；

● 合同罚款；

● 管道修理成本；

● 潜在死亡事故；

● 负面宣传的成本。

安全后果包括个体后果和社会后果。个体后果与死亡事故相关。社会后果系指过往捕鱼船和商船所承受的第三方（社会）风险。对管道所造成的第三方风险的接受程度应以 F–N 曲线为依据（N 为受伤害数，F 为每一事件所属的频率）。经济后果系采用钱款损失进行量化，包括溢油或破裂所致的直接产品损失、停工所致的修理成本和产品损失。环境后果则主要根据在水中扩散的产品以及环境恢复年数等进行量化处理。

潜在的后果完全取决于运行压力、管道长度、直径和内容物以及失效 / 泄出规模。油气的泄漏量可分别采用 MMS 的 POSVCM 和壳牌的 HGSYSTEM 软件确定。直径为 20mm、80mm 和 200mm 的代表性孔洞大小可借助于软件建模。扩散在水中的产品可使用 Adios 软件进行仿真，然后借助于产品的扩散体积、局部生态系统和当地政府的处置措施来确定环境的恢复年数。总之，第 46.3.4 节所述的定性失效后果可应用于 QRBI。

46.2.3 风险确定及检测方案 Risk Determination and Inspection Plan

主要的失效机制和高风险位置均结合失效概率和失效后果一起确定。风险预测和检测方案应专注于这些项目和领域。

46.3 基于定量风险分析的风险的检测程序 Quantitative Risk Analysis-based RBI Process

如图 46.2 所示，下述步骤的实施是为了定量风险分析的基于风险的检测（QRBI）分析[3]：

- 开发风险接受准则；
- 信息收集；
- 管道分段；
- 所有部分的定量风险评估；
- 识别早期故障期间的主要退化机制和高风险位置；
- 生成检测方案；
- 输入检测管理系统。

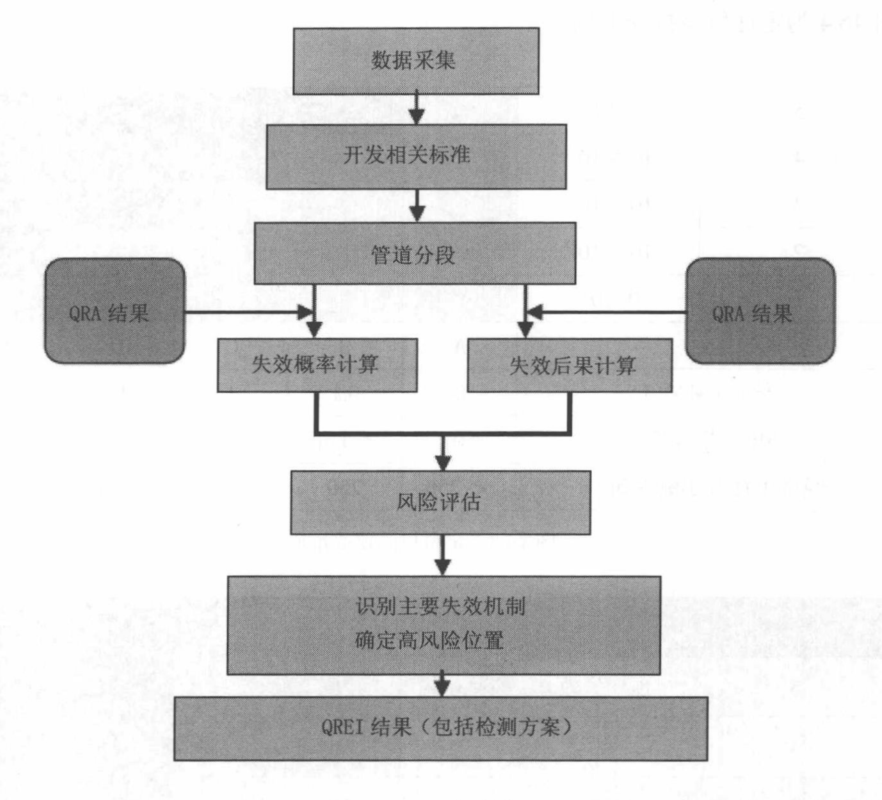


图 46.2　QRBI 程序

46.3.1　信息收集
Collection of Information

相关信息主要包括管道设计数据、运行数据、管道对齐、腐蚀研究报告等。这些数据均用于确定失效概率和失效后果，也用于预测风险并确定优化检测方案。

46.3.2　风险接受准则
Risk Acceptance Criteria

与传统的基于风险的检测相似，QBRI 从个体、环境和经济方面来量化风险。安全等级取决于产品等级、配员水平和位置等级。如果产品有毒或位置属敏感区域，那么安全等级应较高。图 46.3 为定量风险接受准则，因失效后果是量化的；

图 46.4 为定性风险接受准则。

5	> 10^{-2}					
4	10^{-2}–10^{-3}				不可接受区域	
3	10^{-3}–10^{-4}					
2	10^{-4}–10^{-5}	可接受区域				
1	0–10^{-5}					
		A	B	C	D	E
安全（死亡）		0	0.1	1	10	100
环境（恢复期）		0	< 1 年	< 3 年	< 10 年	> 1 年
经济（百万挪威克朗）		< 250	250	500	750	> 750

图 46.3　定量风险接受准则

失效概率类型	年失效概率					
5	预期失效	M	H	H	VH	VH
4	高	M	M	H	H	VH
3	中等	L	M	M	H	H
2	低	VL	L	M	M	H
1	几乎为零	VL	VL	L	M	M
失效后果类型		A	B	C	D	E

图 46.4　定性风险接受准则

46.3.3 管道分段 Pipeline Segmentation

进行管道分段是为了在分析部分不适用损伤起因的管段时节省工作量。一条管道通常不会在其整条长度上存在恒定的潜在危险，因为管道沿程上的状况时刻在变，因此需进行风险排序。所以，仅对管道系统的某些管段或部分可适用损

伤起因。

在 QRBI 评估中，每一个管道系统均应划分为若干部分，因为下述部分分别遭遇了不同的损伤起因和退化机制。

- 水上部分立管；
- 飞溅区立管；
- 水下部分立管和 2 类位置等级管道（500m 内施工范围）；
- 1 类位置等级管道（500m 外施工范围）；
- 管道接近敏感位置。例如，公园和城市；
- 管道穿过拖网区域；
- 管道的陆上部分。

详细分段应与具体管道的情况相符。

46.3.4 定量风险评估 Quantitative Risk Assessment

在 QRBI 评估中，失效概率和失效后果的确定是为了管道系统中不同部分的不同失效机制。需考虑到下述退化机制。

- 内部腐蚀；
- 外部腐蚀；
- 外部冲击（锚、沉船和拖网）；
- 材料缺陷（材料 – 焊缝缺陷和材料 – 钢材缺陷）。

46.3.4.1 确定失效概率 PoF Determination

源自 PARLOC 数据库（2001 年度）的失效率

PARLOC 数据库（2001 年度）被认为是计算失效概率的出发点。在 PARLOC 数据库中，失效率以三类形式呈现：下限、最佳估算值或上限。应取哪一类，取决于具体管道的状况和工程师的经验，例如，如果某一段未埋地并处在拖网区域，则应取拖网失效概率的上限。导致管道运营事件的等效孔洞大小被分为三类：小型（0~20mm）、中等（2~80mm）和大型（大于 80mm）。因此失效率应考虑到等效孔洞，以进一步反映出失效概率。

与此相似，立管、管道和沿岸区域或敏感区域内的管道失效率可根据

PARLOC 数据库（2001 年度）确定。

失效概率修正

上述失效率系从 PARLOC 数据库得出的统计结果。然而，应予注意，具体的管道会有相当不同的历史记录、性能、特征和功能。因此，需根据输油管道的特殊状况和工程师的经验对这些数值进行后续修正。例如，在一混凝土涂层管段中，无外部环境对管道产生冲击，则可忽略外部冲击。

在修正退化机制的失效概率时，详细内容如下。

因外部冲击而产生的损伤可有多种起因，如坠落物体、锚冲击、走锚、拖网、船只冲击立管、爆炸捕鱼等。

外部冲击是基于事件的损伤起因，失效率趋于随环境的变化而变化，主要机制通常是随机的，而一旦环境稳定时其失效率也呈现稳定。以此来预测风险难度很大。然而，可计算下述项目并用于预测外部冲击的风险。

- 坠落锚的冲击频率（DNV GL 13）；
- 拖网的冲击频率（DNV GL 13）；
- 坠落锚直接冲击的计算概率；
- 坠落锚冲击评估（DNV-RP-F107）；
- 拖网渔船冲击凹痕评估（混凝土涂层和非混凝土）；
- 拖网冲击频率计算；
- 拖网拖力计算。

在修正内部腐蚀的失效概率时，应考虑下述事项：

- 内部腐蚀率预测；
- 预防策略：除水和防腐蚀。

总之，在管道的早期故障期间，外部腐蚀并不是阴极保护和外部涂层所致的问题。然而，飞溅区的外部腐蚀很严重，因此这一区域应时常予以检测。

在修正外部腐蚀的失效概率时，应考虑下述事项：

- 涂层系统；
- 阴极保护系统；
- 外部腐蚀率预测。

46.3.4.2 确定失效后果 CoF Determination

在 QRBI 评估中，系根据安全、环境污染和业务情形分别为天然气管道和石

油管道测定失效后果[4]。

安全后果

安全后果包括个体后果和社会后果。

假定仅在考虑到附近可能存在人员的情况下，方可将个体后果应用于立管和安全区的管段。立管和安全区的安全后果可被认为类似于上部失效后果，但其数量相对更大。这些部分非常接近于人类活动和潜在引燃源。安全后果通常以潜在人命丧失（PLL）的形式呈现。

表 46.1　安全后果模型

产　品	安　全		
	配员	偶尔配员	未配员
天然气，井产流体	E	D	B
天然气，半成品	E	C	A
天然气，干性	E	C	A
石油，井产流体	D	C	B
石油，半成品	C	B	A
石油，干性	C	B	A
冷凝物，井产流体	E	D	B
冷凝物，半成品	E	C	A
冷凝物，干性	E	C	A
已处理海水	B	A	A
未处理海水	B	A	A
产出水	B	A	A

油气的泄漏量可分别采用 POSVCM 和 HGSYSTEM 软件确定。

环境后果

环境后果涉及不同类型产品的泄出对环境所产生的影响。扩散在水中的溢油量可采用 Adios 软件建模。

环境污染的严重性系由扩散在水中的溢油量和局部状况来确定，例如捕鱼资源。通过自然资源的恢复年数来确定环境污染严重性排序，其受制于局部资源的恢复情况和当地政府的投入。如何确定污染严重性，参见第 46.3.2 节。表 46.2 为定性的环境后果模型。

表 46.2 环境后果模型

产　品	环　境			
管道尺寸	D < 8″	D > 8″	D > 16″	D > 32″
天然气，井产流体	B	B	B	C
天然气，半成品	A	A	A	B
天然气，干性	A	A	A	B
石油，井产流体	B	C	D	E
石油，半成品	B	C	D	E
石油，干性	B	C	D	E
冷凝物，井产流体	B	B	C	D
冷凝物，半成品	B	B	C	D
冷凝物，干性	B	B	C	D
已处理海水	A	A	A	A
未处理海水	A	A	A	A
产出水	B	B	B	C

经济后果

经济后果涉及因干扰生产所致的修理成本和业务损失。修理工作可分为两部分，即为泄漏后果和破裂后果。相应后果的修理也取决于失效位置（例如，水上部分、飞溅区或水下部分）。因干扰业务或延期生产所致的经济后果与管道停输所致的成本相关。一个需加以考虑的重要因素是系统的冗余，即借此可通过旁通

管道维系生产。表 46.3 为定性的经济后果模型。

表 46.3　经济后果模型

产　品	经 济 性			
管道尺寸	D < 8″	D > 8″	D > 16″	D > 32″
天然气，井产流体	B	C	D	E
天然气，半成品	B	C	D	E
天然气，干性	B	C	D	E
石油，井产流体	B	C	D	E
石油，半成品	B	C	D	E
石油，干性	B	C	D	E
冷凝物，井产流体	C	D	E	E
冷凝物，半成品	C	D	E	E
冷凝物，干性	C	D	E	E
已处理海水	A	B	C	D
未处理海水	A	B	C	D
产出水	A	B	C	D

46.3.5　高风险位置和主要退化机制 High Risk Location and Major Degradation Mechanisms

风险等于失效概率和失效后果之积。在 QRBI 风险评估中，确定管道系统的每一部分和每一种退化机制都是为了识别主要失效机制和高风险位置。

46.3.6　检测方案 Inspection Plan

源自于 QRBI 评估的结果为新管道或无检测记录的管道定义了建议性的检测

方案。

对于 QRBI 评估，主要目标在于识别任一管段的主要退化机制，因此 QRBI 的检测方案为检测进度给出了建议，如下[5]：

- 哪一条管段是早期年份内高风险位置的所在之处？
- 哪种失效机制是不同管段的主要机制？
- 应首先检测何种退化机制？

46.4 案例研究 Case study

在本例中，初始评估将基于 UK PARLOC 进行说明，而详细的 QRBI 程序则采用相关工具包括 DNV-RP-F107[6]、DNV-GL-13[7] 等进行评估。

表 46.4 管道参数实例

参数	单位	数值
管道长度	km	6.0
外径	mm	460.0
管壁厚度	mm	17.5
等级（API SPEC 5L）	–	X65
运行压力	bar	19.1
产品温度	k	339.5
产品密度	kg/m^3	806.0
配员条件	–	配员
产品类型	–	石油，井产流体

46.4.1 管道分段 Pipeline Segmentations

在本例中，管道被简化分段为下述四部分：

- 立管；
- 安全区；
- 无混凝土涂层的中间管道；
- 混凝土涂层中间管道。

46.4.2 失效概率计算 PoF Calculation

PARLOC 数据库中的数据被用作识别潜在危险的起点，其为具体管道失去密封的可能频率水平提供了初始标识。对于不同的泄漏起因，150km 长输油管道的下限、最佳估算值和上限失效频率均取自 PARLOC 数据库（2001 年度）（见表 46.5）。安全区的相对失效频率和中间管道的失效频率分别见表 46.6 和表 46.7。

表 46.5　立管的相对失效频率

起因	频率 /km・年		
	下限	最佳估算值	上限
锚	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
拖网	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
坠落物体	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
沉船	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
内部腐蚀	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
外部腐蚀	3.95E−02	9.11E−02	1.79E−01
材料损伤	1.98E−02	4.55E−02	8.96E−02

表 46.6　安全区的相对失效频率

起因	频率 / 年		
	下限	最佳估算值	上限
锚	1.29E–04	2.73E–02	1.17E–01
拖网	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
坠落物体	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
沉船	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
内部腐蚀	4.62E–03	8.00E–03	1.29E–02
外部腐蚀	1.55E–03	2.67E–03	4.32E–03
材料损伤	6.15E–03	1.07E–02	1.73E–02

表 46.7　中间管道的相对失效频率

起因	频率 / 年		
	下限	最佳估算值	上限
锚	2.64E–05	5.28E–04	2.51E–03
拖网	7.94E–05	1.59E–03	7.53E–03
坠落物体	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
沉船	1.32E–04	2.64E–03	1.25E–02
内部腐蚀	7.46E–03	1.29E–02	2.09E–02
外部腐蚀	2.13E–03	3.69E–03	5.97E–03
材料缺陷	2.13E–03	3.69E–03	5.97E–03

46.4.3 失效概率修正 PoF Modification

上述失效率系从 PARLOC 数据库得出的统计结果。然而，应予注意，具体的管道会有相当不同的历史记录、性能、特征和功能，需根据管道的特殊状况对这些数值进行后续修正。

在本样例中，假定下述项目有效。

- 内部腐蚀率高；
- 立管和安全区的外部腐蚀严重；
- 拖网冲击频率大；
- 拖网冲击凹痕深度评估对具有混凝土涂层的部分非常明显，对没有混凝土涂层的部分则无法接受；
- 锚的坠落频率较低。

表 46.8 为根据具体管道的性能得出的失效概率的结果。

表 46.8　经修正的失效概率

起因 / 管道	立管	安全区	无涂层的中间管道	有涂层的中间管道
锚	0.00E+00	2.73E–02	5.28E–04	2.64E–05
拖网	0.00E+00	0.00E+00	1.59E–03	7.94E–05
坠落物体	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
沉船	0.00E+00	0.00E+00	2.64E–03	1.32E–04
内部腐蚀	0.00E+00	8.00E–03	1.29E–02	7.46E–03
外部腐蚀	3.95E–02	2.67E–03	3.69E–03	2.13E–03
材料	1.98E–02	1.07E–02	3.69E–03	2.13E–03

46.4.4 失效概率分析 PoF Analysis

失效概率的分析包括各部分中的退化机制比例和处在退化机制中的那部分比例，其分析结果如表 46.9 和表 46.10 所示。

表 46.9 各部分中的退化机制比例

起因 / 管道	立管	安全区	无涂层的中间管道	有涂层的中间管道
锚	0.00%	56.17%	1.70%	0.12%
拖网	0.00%	0.00%	24.25%	7.41%
坠落物体	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
沉船	0.00%	0.00%	8.50%	12.31%
内部腐蚀	0.00%	16.45%	41.64%	60.28%
外部腐蚀	79.87%	5.49%	11.88%	9.93%
材料	20.34%	21.94%	11.88%	9.93%

表 46.10 处在退化机制中的那部分比例

起因 / 管道	立管	安全区	无涂层的中间管道	有涂层的中间管道
锚	0.00%	90.10%	8.27%	1.74%
拖网	0.00%	0.00%	82.57%	17.43%
坠落物体	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
沉船	0.00%	0.00%	50.00%	50.00%
内部腐蚀	0.00%	23.58%	38.14%	38.14%
外部腐蚀	95.20%	1.42%	1.97%	1.14%
材料	73.37%	17.22%	5.96%	3.44%

表 46.9 给出了每一部分中的主要退化机制。以立管部分为例，主要失效产生于外部腐蚀和材料缺陷；表 46.10 所示为主要作用于相应部分的失效机制，例如锚对应安全区。

46.4.5 失效后果识别 CoF Identification

根据第 46.3.4 节，安全、环境和经济后果如表 46.11 所示。

表 46.11　后果的相应结果

后果类型	后果水平
安全后果	D
环境后果	D
经济后果	D

46.4.6 风险确定 Risk Determination

表 46.12 为经由失效概率和失效后果所确定的风险。

表 46.12　管道分段风险演示

分段 / 风险	起因	安全	环境	经济
立管	锚	M	M	M
	拖网	M	M	M
	坠落物体	M	M	M
	沉船	M	M	M
	内部腐蚀	M	M	M
	外部腐蚀	VH	VH	VH
	材料缺陷	VH	VH	VH

（续表）

分段 / 风险	起因	安全	环境	经济
安全区	锚	VH	VH	VH
	拖网	M	M	M
	坠落物体	M	M	M
	沉船	M	M	M
	内部腐蚀	H	H	H
	外部腐蚀	H	H	H
	材料缺陷	VH	VH	VH
无混凝土涂层的中间管道	锚	M	M	M
	拖网	H	H	H
	坠落物体	M	M	M
	沉船	H	H	H
	内部腐蚀	H	H	H
	外部腐蚀	H	H	H
	材料缺陷	H	H	H
有混凝土涂层的中间管道	锚	M	M	M
	拖网	M	M	M
	坠落物体	M	M	M
	沉船	M	M	M
	内部腐蚀	H	H	H
	外部腐蚀	H	H	H
	材料缺陷	H	H	H

46.4.7 高风险位置和主要退化机制 High Risk Location and Major Degradation Mechanisms

高风险位置的确定如表 46.13 所示。

表 46. 13　不同部分的高风险位置

分段 / 风险	起因	安全	环境	经济
立管	外部腐蚀	VH	VH	VH
	材料缺陷	VH	VH	VH
安全区	锚	VH	VH	VH
	内部腐蚀	H	H	H
	外部腐蚀	H	H	H
	材料缺陷	VH	VH	VH
无混凝土涂层的中间管道	拖网	H	H	H
	沉船	H	H	H
	内部腐蚀	H	H	H
	外部腐蚀	H	H	H
	材料缺陷	H	H	H
有混凝土涂层的中间管道	内部腐蚀	H	H	H
	外部腐蚀	H	H	H
	材料缺陷	H	H	H

根据表 46.9 和表 46.13，立管区域的主要退化机制为外部腐蚀和材料缺陷损

失；安全区的主要退化为锚冲击和材料缺陷，无涂层中间管道的主要退化机制为内部腐蚀和拖网冲击，含涂层中间管道的主要退化机制为沉船和内部腐蚀。

根据表46.10，材料缺陷和外部腐蚀主要出现在立管区域，锚冲击主要出现在安全区，拖网冲击则主要出现在无涂层中间管道，沉船主要出现在中间管道，而内部腐蚀则主要发生在中间管道内。

46.4.8 检测方案 Inspection Plan

根据基于风险的检测法进行检测规划，应当为下述关键点的确定提供了合理的具有成本效益的决策框架[8]：

- 检测何处；
- 检测什么。

应根据风险分析结果制定检测方案；例如立管区域的外部腐蚀应予更多关注，并应时常检测。

46.4.9 小结 Summary

QRBI 法可识别出新管道的主要退化机制和高风险位置，并为处在老化阶段的新管道确立优化检测方案。对新管道而言，为了确保管道不在早期故障期间发生失效，QRBI 评估是必需的且意义非凡。

46.5 参考文献 References

[1] DNV, Rules for Submarine Pipelines, Det Norske Veritas, 1981.

[2] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines & Risers, Elsevier, 2005.

[3] M. F. Badaruddin, F.Y. Zhang, Y. Bai, Quantitative Risk Assessment （QRA） Based

Leak Detection Criteria （LDC） Design for a Subsea Oil Export Pipeline, OMAE2009-79250, 2009.

[4] Mott MacDonald Ltd, PARLOC 2001: The Update Loss Of Containment Data For Offshore Pipelines, HSE, The UK Offshore Operators Association and The Institute of Petroleum.

[5] W. K. Muhlbauer, Pipeline Risk Management Manual, Third Edition.

[6] DNV-RP-F101, Corroded Pipelines, Det Norske Veritas, 2004.

[7] DNV Guideline No.13, Interference Between Trawl gear and pipelines, September 1997.

[8] DNV-OS-F101, Submarine Pipeline Systems, Det Norske Veritas, 2000.



第 47 章　基于风险和可靠性的适用性分析

Risk and Reliability-based Fitness for Service

47.1 引言 Introduction

本章所述基于风险和可靠性的适用性分析的重点是管道腐蚀缺陷。首先进行定量风险评估，得出管道的目标可靠性。然后使用结构可靠性分析（SRA）法，通过将管道保压能力与额定最大容许运行压力进行比较来评估管道适用与否。定量风险评估和基于可靠性的适用性研究的主要目的如下：

- 说明管道目前的风险状况并定义各管段的目标可靠性；
- 确定管道最后一次检测时的保压能力；
- 进行腐蚀评估，估算内部腐蚀速率；
- 确定自最后一次检测起管道可安全运行的剩余年数；
- 基于评估结果建议应采取的合适措施。

本章将内部 CO_2 腐蚀视为唯一的损伤机制。如果认为管道不适合运行，就应提出补救措施。评估首先对各种管道数据进行审查，包括管道设计数据和实际检测数据。定量风险评估和基于可靠性的适用性研究过程如图 47.1 所示。

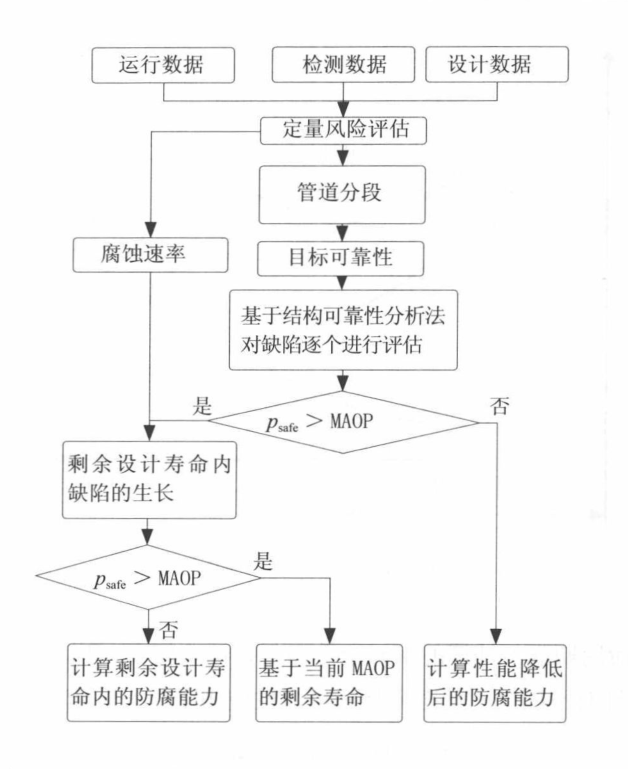


图 47.1　结构可靠性分析流程图

47.1.1 目标可靠性
Target Reliability

为了确保管道或管段具有特定的安全水平，需确定目标可靠性并且必须在管道设计阶段达到其要求。理论上第 45 章所述的生命周期成本评估是一种确定最优目标可靠性的极好方法，如图 47.2 所示。

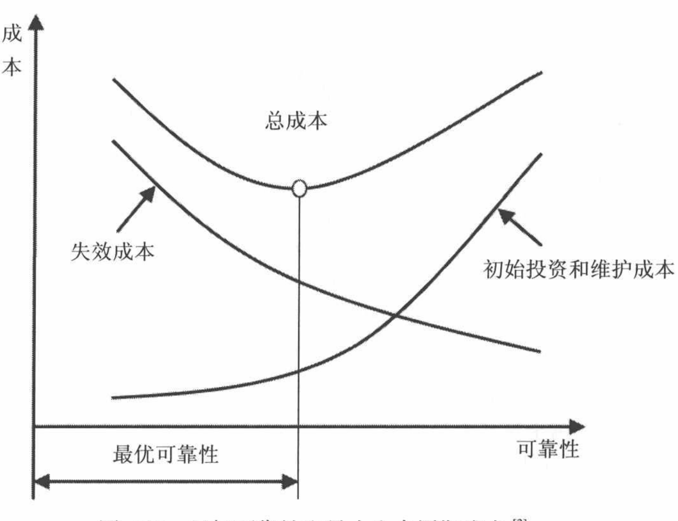


图 47.2　目标可靠性和最小生命周期成本 [3]

但因为生命周期成本计算的不确定性和复杂性均较大，所以此方法并不实用。表 47.1 为针对不同极限状态将目标可靠性应用于海底管道工程的安全等级。

表 47.1　目标可靠性与安全等级

极限状态	安全等级		
	低	正常	高
适用极限状态	10^{-1}~10^{-2}	10^{-2}~10^{-3}	10^{-3}~10^{-4}
最大极限状态	10^{-2}~10^{-3}	10^{-3}~10^{-4}	10^{-4}~10^{-5}
疲劳极限状态	10^{-2}~10^{-3}	10^{-3}~10^{-4}	10^{-4}~10^{-5}
偶然极限状态	10^{-3}~10^{-4}	10^{-4}~10^{-5}	10^{-5}~10^{-6}

目标可靠性的选择取决于失效后果、管道的位置和内容物、相关规范以及检测和修理的方便性等。通常基于 DNV-RP-F101 的适用性评估方法在选择目标可靠性时仅定性考虑管道的位置和内容物。但本章介绍的管道定量风险评估（QRA）方法将充分利用所有可用数据。定量风险评估法可为适用性分析带来以下好处 [5]：

- 管道的分段更精确；
- 管道失效后果计算更准确；
- 腐蚀速率计算更详细；
- 更有助于管道目标可靠性选择。

47.1.2 数据收集 Data Collection

海底管道的定量风险评估和基于可靠性的适用性研究需要大量数据，以下列出的是总体要求[2]：

（1）管道设计和运行数据：

a）几何尺寸；

b）材料数据；

c）涂层；

d）阴极保护设计数据；

e）流体成分；

f）设计和运行压力及温度数据。

（2）环境数据：

a）水深剖面；

b）风、波浪和海流数据；

c）环境温度剖面；

d）岩土数据；

e）管道定线图。

（3）管道检测数据。

（4）管道事故记录（若有）。

（5）管道技术研究报告（若有，如定量风险评估报告、环境影响评估报告及腐蚀研究报告）。

并不需要准备上面列出的所有数据，评估可在不同层面上进行。

47.2 定量风险评估和目标可靠性 Quantitative Risk Assessment and Target Reliability

本节在虑及管道安全性、环境后果及经济后果的基础上通过定量风险评估（QRA）确定管道的结构目标可靠性。风险评估涉及管道分段、失效概率和失效后果（泄漏、扩散、着火及爆炸等）建模等。

47.2.1 管道分段 Pipeline Segmentation

因为管道沿程的风险并不恒定，所以将长管道分成较短管段更为有效。为了得到精确的风险状况，风险评估者必须确定管道分段原则。各管段均有相应的风险评估结果。

管道分段的最合适方法是在风险发生显著变化处插入断点。评估者必须虑及特定数据成本和所需精确性对条件显著变化处予以确定。原则是就风险角度而言，各管段与其邻近管段相比均是独特的，邻近管段的风险条件至少相差一个等级。作为例子，以下按优先次序简要列出了一些条件：

- 管道规范（例如壁厚、直径等）；
- 土壤条件（例如 pH、含水量等）；
- 总体密度；
- 涂层状态；
- 管道年龄；
- 环境敏感性（海洋公园、自然保护区等）。

只要管段特性保持不变，其长度并不重要。各管段均有相应的风险，风险为失效概率和失效后果之积，以下各节将对风险评估进行介绍。

47.2.2 失效概率
Probability of Failure

管道通常以泄漏形式发生失效，这种始发事件会导致严重后果。失效概率（Pf）估算为管道组件不同退化机制的失效频率。失效频率根据不同损伤原因进行计算。以下列出了海底管道的主要损伤原因：

- 内部腐蚀；
- 外部腐蚀；
- 侵蚀；
- 外部冲击；
- 悬跨段；
- 坐底稳性。

失效概率分析方法有两种：

- 使用可用历史数据库的直接方法；
- 使用风险模型的间接方法。

因为基于真实历史数据，所以直接使用数据库的方法的最大优点是其方便性。这种方法可能无法针对特定管道并且难以虑及管道维护作业的影响，但其可靠性得到了业界的认可。对于特定管道，虽然可以使用基于风险模型的间接方法，但所需数据量非常大且计算复杂，使得结果存在明显不确定性。数据采集和风险计算都是成本高昂的工作，在有些情况下并不需要。

哪种方法是管道失效概率分析的更好选择呢？应该在了解以下因素的基础上予以确定：

- 风险评估的目的；
- 风险评估的可用数据；
- 优点和成本。

在基于风险和可靠性的适用性评估中，定量风险评估研究的主要目的是提供精确的目标可靠性。出于经济上的考虑，不必进行过于复杂的失效概率计算，而应关注失效后果（CoF）评估。因而对于管道失效概率评估，建议使用著名的英国 PARLOC 2001 数据库。当然如果有可用的管道定量风险评估研究报告，那么应该参考其结果[4]。

47.2.3 失效后果 Consequences of Failure

失效后果（CoF）表达为许多人员受到影响（伤或亡）、财产损失、溢出量、受影响地区、停输时间、工作延迟、资金损失或其他可用于风险量化的负面影响，通常可分为安全后果、经济后果和环境后果，并需通过定性或定量方法分别予以分析。

后果分析是涉及一系列步骤的大量工作，包括：

- 可能事件序列的事故情形分析（例如事件树分析）；
- 事故载荷分析，涉及火、爆炸和碰撞等；
- 系统和设备对事故载荷的响应分析；
- 对人员、环境和资产的最终后果进行分析。

这些步骤的每一步都包含大量研究和建模工作。油气业的后果分析技术通常较为完善，虽然有些领域仍然需要更好的模型。

一些可用于后果分析的著名定量风险评估工具为：

- AutoReaGas：集成了计算流体力学（CFD）的软件工具，可用于分析可燃气体混合物燃烧及相应的爆炸效应。
- FIREX：基于经验相关性对火灾的主要特性和响应进行预测。
- MONA：对单组分多相系统进行仿真的先进通用工具。
- OLGA：瞬态多相流仿真软件，可用于由出油管、立管和工艺设备构成的系统。
- PHAST：基于 Windows 的工具软件，可确定危险物质意外泄漏的后果。

47.2.4 目标可靠性 Target Reliability

在进行基于可靠性的适用性分析时，应根据特定参考时间段和管道长度选择目标可靠性水平。选择需基于失效后果、管道位置和内容物、相关规范以及检测和修理的方便性等，因而可供参考的最有价值信息是定量风险评估结果。

47.3 结构可靠性分析和保压能力
SRA and Retaining Pressure Capacity

47.3.1 概述
General

适用性评估旨在确定各管道的当前和将来的完整性状态，重点是保压能力。本节的评估仅将重点放在内部 CO_2 腐蚀上。各缺陷的保压能力将基于结构可靠性分析（SRA）法和目标可靠性予以评估。

可将目标可靠性用作最大容许失效率以推导出管道安全运行压力 P_{safe} 的最大值，安全运行压力表明管道的保压能力（使用极限状态）。

根据 ASME B31.4/8，最大容许运行压力为容许管道在稳定态工艺条件下运行的最大压力。因而管道安全运行压力 P_{safe} 的最大值不可小于额定的最大容许运行压力[6~8]。

47.3.2 结构可靠性评估方法
Structure Reliability Assessment Method

业界最常用的可靠性度量是安全指数 β（API 2A-LRFD）。可通过式（47-1）将安全指数与相应的失效率联系起来[1]：

$$P_f=\Phi(-\beta)=1-\Phi(\beta) \qquad (47\text{-}1)$$

式中 $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数。

管道失效率采用结构可靠性分析（SRA）法计算，可靠性 $R=1-P_f$。此处所示结构可靠性分析模型用于内部腐蚀损伤管道的失效率计算。结构可靠性分析法的主要步骤如图 47.3 所示。

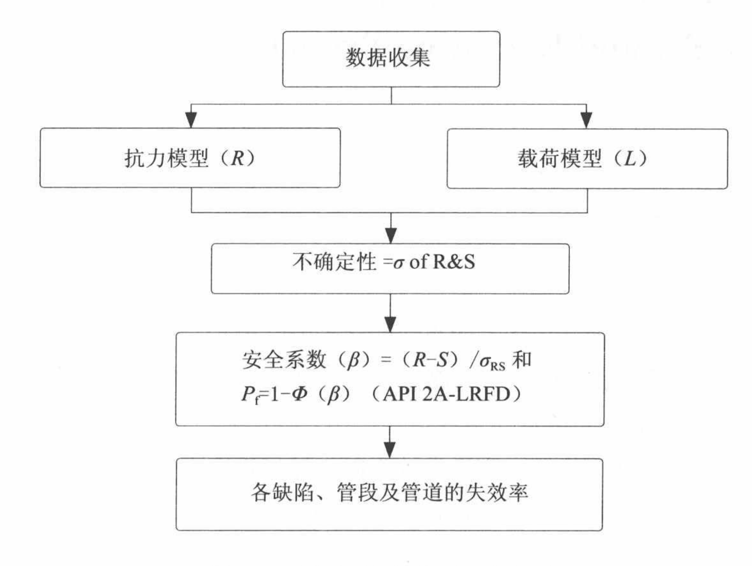


图 47.3　结构可靠性分析法流程图

对于归一化缺陷长度 $X_L=\dfrac{L^2}{Dt}\leqslant 50$，归一化平均值 P_{burst}（R_m）可由下式得出：

$$R_m=2\cdot\sigma_f\cdot\frac{t}{D}\cdot\frac{1-X_A\cdot B_{X_A}}{1-\left(1+0.6275\cdot X_L\cdot B_{X_L}-0.003375\left(X_L\cdot B_{X_L}\right)^2\right)^{-0.5}\cdot X_A\cdot B_{X_A}}\cdot B_{X_M}\cdot B_{X_F} \tag{47-2}$$

式中：

$B_{X_M}, B_{X_A}, B_{X_F}, B_{X_L}$ 分别为模型偏差、归一化面积偏差、归一化流动应力偏差以及归一化长度偏差（参见下节表 47.2）。

σ_f 为流动应力（σ_f =ASME B31G 中的规定最小拉伸强度）；

D 为标称外径；

t 为壁厚；

X_A 为归一化缺陷面积；

X_L 为归一化缺陷长度。

对于归一化缺陷长度 $X_L=\frac{L^2}{Dt}>50$，归一化平均值 P_{burst}（R_m）可由下式得出：

$$R_m = 2\cdot\sigma_f\cdot\frac{t}{D}\cdot\frac{1-X_A\cdot B_{X_A}}{1-\left(0.032\cdot X_L\cdot B_{X_L}+3.3\right)^{-1}\cdot X_A\cdot B_{X_A}}\cdot B_{X_M}\cdot B_{X_F} \qquad (47\text{–}3)$$

平均抗力 R_m 的变异系数(COV)可根据 X_A, X_L, X_F 及 X_M 的变异系数进行估算(见表 47.2)：

$$V_{Rm}=（V_A^2+V_L^2+V_F^2+V_M^2）^{0.5} \qquad (47\text{–}4)$$

平均载荷 S_m 由下式得出：

$$S_m=P_{op}\cdot B_{sm} \qquad (47\text{–}5)$$

式中：

P_{op} 为运行压力；

B_{sm} 为载荷（S_m）的偏差。

因而安全指数可由下式得出：

$$\beta=ln（R_m/S_m）/\sigma_{lnRS} \qquad (47\text{–}6)$$

式中：

β 为安全指数；

R_m 为强度平均值；

S_m 为载荷平均值。

$$\sigma_{\ln RS}=\sqrt{\ln\left(\left(1+V_{Rm}^2\right)\cdot\left(1+V_{Sm}^2\right)\right)} \qquad (47\text{–}7)$$

47.3.3 强度不确定性评估 Evaluation of Strength Uncertainties

上述结构可靠性分析法基于从 ASME B31G 得出的极限强度模型。管道强度的不确定性取决于：

- 材料强度不确定性；
- 缺陷测量、检查及预测的不确定性；
- 管道系数 / 几何形状的不确定性；
- 强度模型的不确定性。

不确定性以标准偏差及与平均值的方差进行度量并结合起来以预测管道安全运行压力的方式给出。爆破预测模型（Bai 等人 1997）的平均偏差（B）和变异系

数（COV）如表 47.2 所示。

表 47.2　爆破压力模型的偏差

名称	公式	偏差	变异系数
模型偏差	$B_{X_M}=\dfrac{P_{burstactual}}{P_{burstpredicted}}$	1.07	0.18
归一化面积偏差	$B_{X_A}=\dfrac{X_{A\cdot actual}}{X_{A\cdot predicted}}$	0.8	0.08
归一化流动应力偏差	$B_{X_F}=\dfrac{\sigma_{f\cdot actual}}{\sigma_{f\cdot predicted}}$	1.14	0.06
归一化长度偏差	$B_{X_L}=\dfrac{X_{L\cdot actual}}{X_{L\cdot predicted}}$	0.9	0.05

为了反映爆破强度预测标准的置信度需引入偏差系数 X，即

$$X=\frac{\text{真实爆破强度}}{\text{预测爆破强度}} \tag{47-8}$$

表 47.3 列出了设计公式中的归一化随机变量。

表 47.3　归一化随机变量

名称	公式	备注
归一化面积	$X_A=\dfrac{AREA}{AREA_0}$	$AREA$：金属损失面积（Ld） $AREA0$：初始面积（Lt）
归一化流动应力	$X_F=\dfrac{\sigma_{flow}}{SMYS}$	σ_{flow}：流动应力 =$ASME$ B31G 中的额定最小拉伸强度
归一化长度	$X_L=\dfrac{L^2}{Dt}$	L：缺陷长度 D：标称外径 t：壁厚
归一化深度	$X_d=\dfrac{d}{t}$	d：缺陷深度

本文建议使用两种 AREA 评估。第一种将 AREA 估算为

$$L^2/(Dt)<30 \qquad AREA=2/3L\cdot d$$
$$L^2/(Dt)>30 \qquad AREA=0.85L\cdot d \qquad (47\text{-}9)$$

第二种则采用辛普森积分法估算腐蚀剖面的准确面积（AREA）。

47.3.4 管道保压能力 Pipeline Retaining Pressure Capacity

可针对最严重缺陷计算各管段目前的保压能力。目标可靠性是结构安全要求，这意味着管道失效概率不可大于目标可靠性。因而如果在式（47–1）中将目标可靠性赋给失效率 P_f，并采用结构可靠性分析法计算出管道安全运行压力值 P_{safe}，则此 P_{safe} 的最大值即为管道保压能力（使用极限状态）。如果最大安全运行压力 P_{safe} 小于最大容许运行压力，则缺陷不可接受，管道被认为不适用。

图 47.4 介绍了管道保压能力计算的过程。将目标可靠性赋值给管道失效率后，可通过式（47–1）得出安全系数 β 的值。然后结合强度平均值、安全系数 β 及不确定性就能计算出最大平均载荷，管道最大安全运行压力（P_{safe}）即等于平均载荷（S_m）除以其偏差：

$$P_{safe}=S_m/B_{Sm} \qquad (47\text{-}10)$$

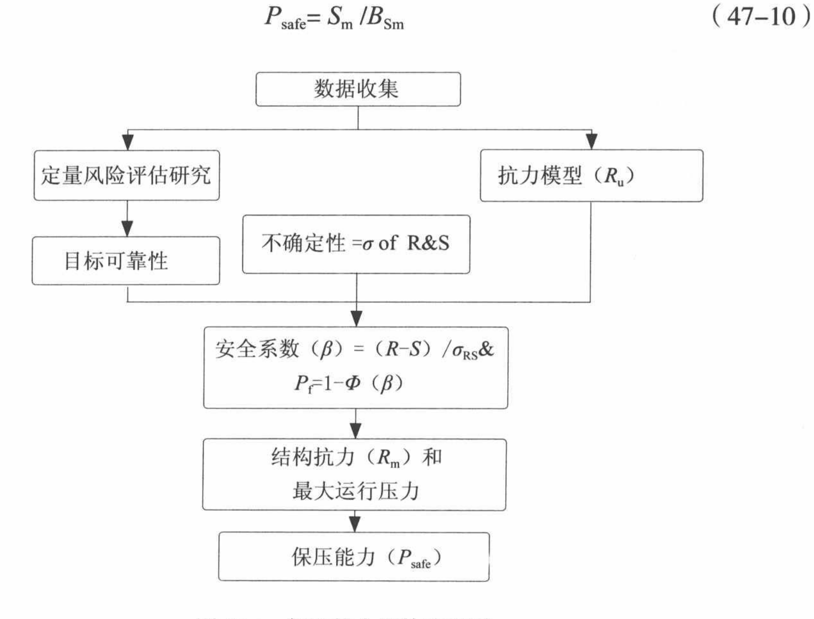


图 47.4　保压能力评估流程图

47.4 腐蚀速率
Corrosion Rate

腐蚀速率计算旨在预测腐蚀缺陷的生长情况。因存在 CO_2 而导致的腐蚀为生产环境中碳钢设备完整性带来风险，比涉及疲劳、侵蚀或应力腐蚀裂纹的损伤更为常见。OPR 公司内部使用的海底管道完整性管理软件 PaRIS 对 NORSOK 和 De Waard 腐蚀速率模型均进行了编程 [9]。

47.5 基于风险和可靠性的适用性样例
Example of Risk and Reliability-based FFS

47.5.1 管道数据
Pipeline Data

基于风险和可靠性的适用性样例为一条安装于 1982 年的海底输油管道，其设计寿命为 20 年。表 47.4 列出了管道的总体数据及 2003 年的腐蚀缺陷检测结果。

表 47.4　海底输油管道数据

参数	符号 [单位]	值
外径	D[mm]	273.05
壁厚	t[mm]	8.5
标准偏差	σ_t[mm]	0.5
设计系数	F	0.72
额定最小屈服强度	$SMYS$[MPa]	358.5
最大容许运行压力	$MAOP$[MPa]	9.3
运行压力	P_{op}[MPa]	3
腐蚀速率	r[mm/ 年]	0.17
标准偏差	σ_r[mm/ 年]	0. 5
测量最大缺陷深度	d_o/t	0.48
标准偏差	σ_{do}	0.05
测量最大缺陷长度	σL_o [mm]	250
标准偏差	σL_o	5

47.5.2 分析结果 Analysis Results

为了确定管道的安全水平及相应的目标可靠性而进行了完整风险评估。对目标可靠性进行敏感性研究，审查与使用其他规范（例如 ASME B31G 和 DNV RP F101）相比，使用基于可靠性的适用性的好处。结果如表 47.5~ 表 47.7 和图 47.5~ 图 47.10 所示。

表 47.5　目标可靠性为 10-3时的单个缺陷评估

保压能力（P_{safe}）	MPa	P_{safe} 与最大容许运行压力比较	剩余寿命
ASME B31G =	5.99	< 最大容许运行压力	0
DNV-RP-F101（Part B）=	12.22	> 最大容许运行压力	7
DNV-RP-F101（Part A）=	10.75	> 最大容许运行压力	2
基于风险和概率的适用性 =	10.98	> 最大容许运行压力	14

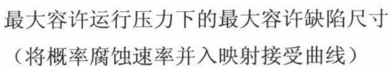
表 47.6　目标可靠性为 10-4时的单个缺陷评估

保压能力（P_{safe}）	MPa	P_{safe} 与最大容许运行压力比较	剩余寿命
ASME B31G =	5.99	< 最大容许运行压力	0
DNV-RP-F101（Part B）=	12.22	> 最大容许运行压力	7
DNV-RP-F101（Part A）=	9.17	< 最大容许运行压力	0
基于风险和概率的适用性 =	9.62	> 最大容许运行压力	6

表 47.7　目标可靠性为 10-5时的单个缺陷评估

保压能力（P_{safe}）	MPa	P_{safe} 与最大容许运行压力比较	剩余寿命
ASME B31G =	5.99	< 最大容许运行压力	0
DNV-RP-F101（Part B）=	12.22	> 最大容许运行压力	7
DNV-RP-F101（Part A）=	8.24	< 最大容许运行压力	0
基于风险和概率的适用性 =	8.58	< 最大容许运行压力	0

图 47.5 和图 47.6 表明就最大容许缺陷尺寸而言，当目标可靠性水平较低时，基于可靠性的适用性方法要比基于 DNV RP F101 （Part A）的方法保守得多。这主要是因为基于可靠性的适用性方法考虑了腐蚀剖面的形状效应，如式（47–9）所示。



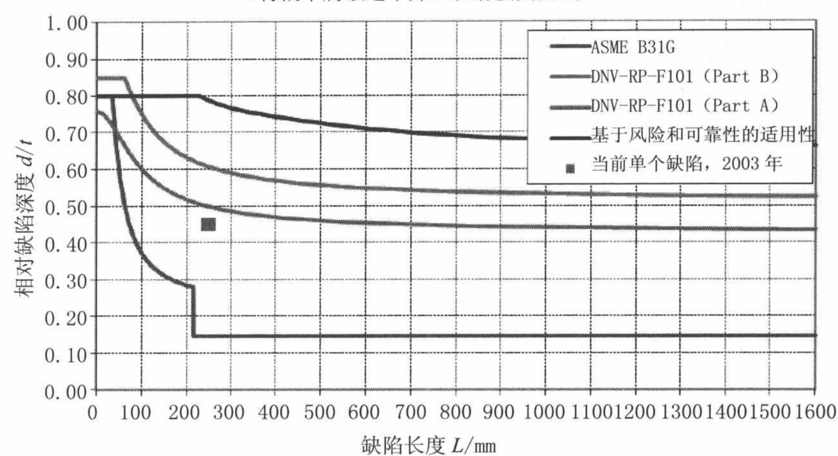


图 47.5　最大容许运行压力下的最大容许缺陷（目标可靠性 $=10^{-3}$）

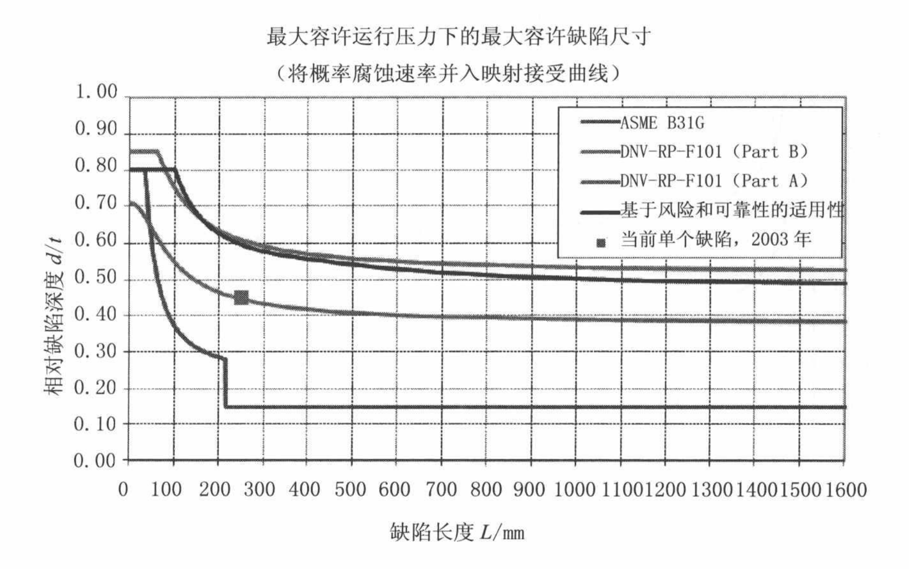


图 47.6　最大容许运行压力下的最大容许缺陷（目标可靠性 $=10^{-4}$）

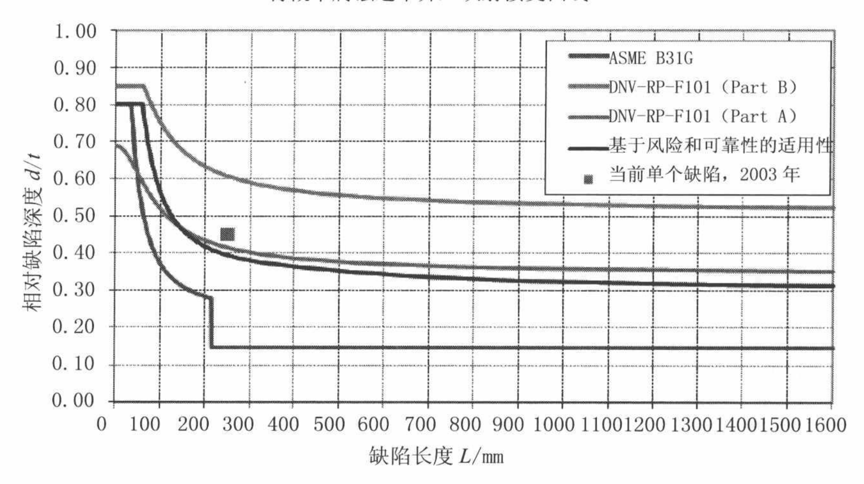


图 47.7 最大容许运行压力下的最大容许缺陷（目标可靠性 =10^{-5}）

腐蚀剖面面积为 *AREA*= *Ld* 时的最大容许缺陷曲线如图 47.8~ 图 47.10 所示。

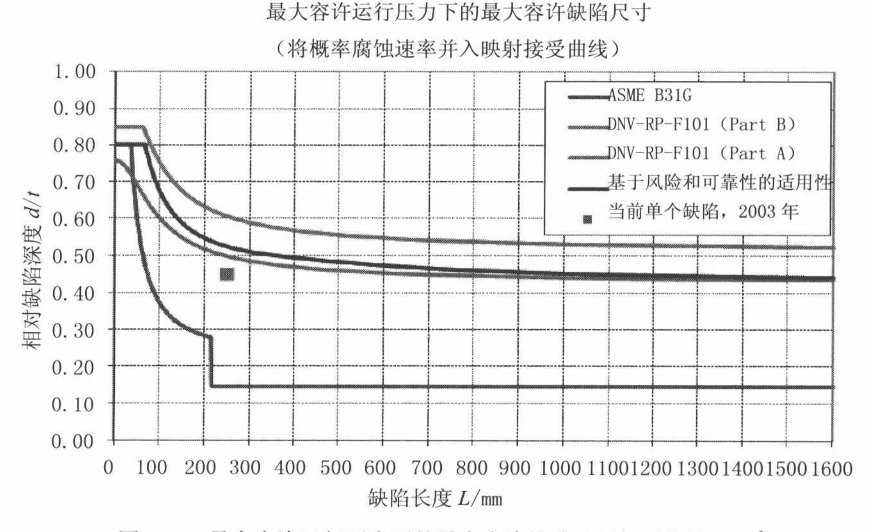
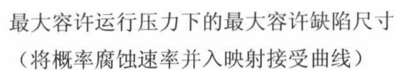


图 47.8 最大容许运行压力下的最大容许缺陷（目标可靠性 =10^{-3}）



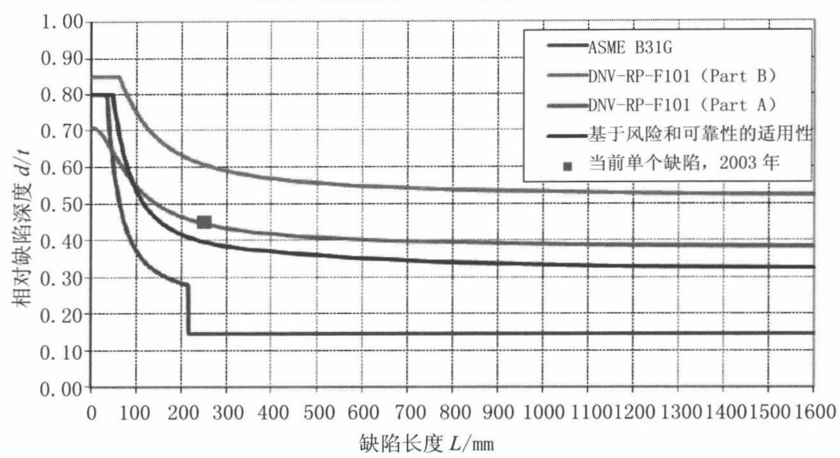


图 47.9　最大容许运行压力下的最大容许缺陷（目标可靠性 $=10^{-4}$）

最大容许运行压力下的最大容许缺陷尺寸

（将概率腐蚀速率并入映射接受曲线）

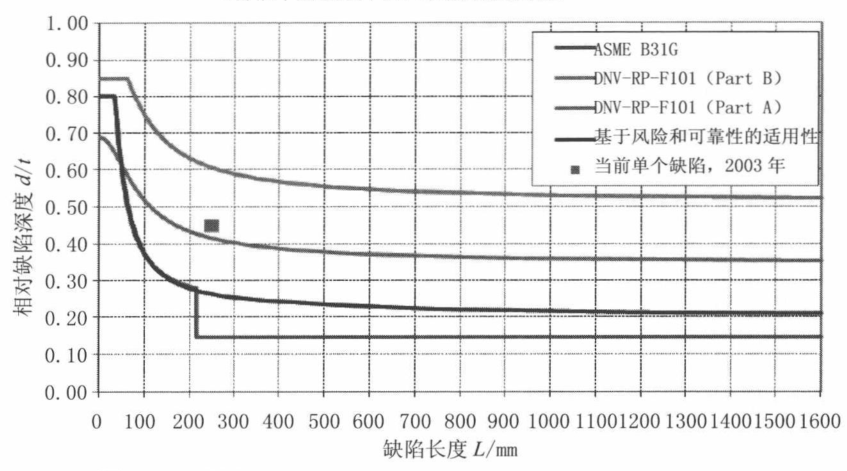


图 47.10　最大容许运行压力下的最大容许缺陷（目标可靠性 $=10^{-5}$）

上述分析结果可概述如下：

● 当目标可靠性较低时，基于风险和可靠性的方法要比基于 DNV RP F101（Part A）的方法敏感得多；

● 当目标可靠性水平或安全水平较高时，基于可靠性的方法对最大容许缺陷尺寸的限制要比基于 DNV RP F101（Part A）的方法更大；

● 基于 DNV RP F101（Part B）和 ASME B31G 规范的方法的极限状态计算未考虑目标可靠性的影响[7]。

47.5.3 小结 Summary

本章介绍的基于风险和可靠性的适用性（FFS）评估是一种基于定量风险评估（QRA）的适用性研究方法。定量风险评估旨在确定不同管段的目标可靠性。据此进行结构可靠性分析（SRA）并得出可说明管道保压能力的最大安全运行压力，将最大安全运行压力与最大容许运行压力比较后即可确定管道的适用性。为了预测缺陷生长还需计算腐蚀速率。基于分析结果进行结构可靠性分析评估即可确定管道的剩余寿命[10]。

基于 DNV RP F101 的传统适用性评估仅对管道目标可靠性进行定性判断分类，这与管道设计所考虑的情况类似。基于定量风险评估确定目标可靠性的优点在于可从风险角度对管道进行更为科学的分段，各管段均有相应的目标可靠性。充分利用可用数据和报告也有助于评估，包括检测数据、监控数据、管道修理和事故记录、腐蚀研究报告以及定量风险评估报告（如有）等。

基于风险和可靠性的适用性（FFS）评估还存在许多局限性，应进一步/深入研究。本章需改进之处包括：

（1）本章仅考虑内部 CO_2 腐蚀，外部腐蚀、侵蚀及悬跨段等对管道适用性造成的危险需予以深入研究。

（2）仅介绍了纵向缺陷。

（3）爆破模型偏差和变异系数未考虑检测工具和缺陷尺寸的不确定性。

（4）评估中未论述人为错误。

47.6 参考文献 References

[1] API 2A-LRFD: Planning, Designing and Construction of Fixed Offshore Platforms – Load and Resistance Factor Design.

[2] G.Jiao, T. Sotberg, R. Bruschi and R.T. Igland, The SUPERB Project: Linepipe Statistical Properties and Implications in Design of Offshore Pipelines, Proc. Of OMAE’ 97, 1997.

[3] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines & Risers, Elsevier, 2005.

[4] UK PARLOC 2001, The Update of the Loss of Containment Data for Offshore Pipelines, rev. 5, prepared by Mott MacDonald Ltd for the Health and safety Executive, the UK Offshore Operators Association and the Institute of Petroleum, July 2003.

[5] DNV, Recommended Practice DNV-RP-F101 Corroded Pipelines, Det Norske Veritas, 2004.

[6] Norwegian Petroleum Directorate, Regulations Concerning Implementation and use of Risk Analysis in the Petroleum Industry, YA-049, 1992.

[7] ASME Code For Pressure Piping, B31 Liquid Petroleum Transportation Piping Systems, ASME B31.4-1991 Edition, 1991.

[8] ASME Code For Pressure Piping, B31 Gas Petroleum Transportation Piping Systems, ASME B31.8-1994, 1994.

[9] C. DeWaard, U. Lotz and D.E. Milliams, Predictive model for CO_2 corrosion engineering in wet natural gas pipelines, Corrosion, 1991, pp.976.

[10] Y. Bai, M.A.B. Mustapha, F.Y. Zhang and V.H. Shao, Risk & Reliability Based Fitness For Service （Ffs） Assessment For Subsea Pipelines, OMAE 2010, Shanghai, 2010.

第 48 章　管道流动风险评估

Pipeline Flow Risk Assessment

48.1 引言 Introduction

风险评估是对项目风险及安全水平影响因素进行评估的过程，其研究涉及危险事件或状态如何发展、相互作用并导致事故。风险评估工作应适合于项目的技术风险水平和风险源以及所考虑的项目阶段。项目不同阶段的技术风险评估可采取不同方式，例如[1]：

- 在较高层面进行简单的技术审核可发现技术上存在不确定性的设备；
- 利用后果 / 严重性分析确定对生产或安全和环境影响最大的设备；
- 确定潜在失效模式或失效风险；
- 利用技术风险审核确定设备在设计上超出当前经验之处。

管道流动风险主要包括管道中发生的流体泄漏和堵塞。本章将介绍定量风险评估（QRA）在油气管道堵塞中的应用。

48.2 风险评估方法 Risk Assessment Method

48.2.1 概述 General

在评估风险时，因为并不是所有风险都会演变为确定性项目事件，所以为了进行整体评估必须考虑概率参数，并且在评估过程中需移除风险以获取整体情况。这种方法基于实用技术，并且为了达到平衡结果而使用了固定计分值。例如如果估计风险的发生概率在 1% 和 20% 之间，那么计算中可使用平均值 10%。风险评估中各种风险水平所用的不同概率值如表 48.1 所示。

表中不会出现 100% 概率，因为 100% 概率是项目确定性事件。风险评定仅针对可能会发生的情况。一旦确定了概率和风险水平，就必须决定拟采取措施的优先次序。

表 48.1　风险评估中的概率 [2]

风险	概率	使用
不可能	<20%	10%
不太可能	20~40%	30%
可能	40~60%	50%
很可能	60~80%	70%
几乎确定	>80%	90%

48.2.2　风险接受准则 Risk Acceptance Criteria

风险准则规定了可以接受 / 容许的风险水平。决策过程中，可通过准则来确定风险是可以接受、不可接受或必须降低至合理可行水平。定量风险评估需使用数值风险准则。

如上所述，风险评估涉及不确定性，因而灵活使用风险准则更为合理。因为有些输入数据存在不确定性，所以数值风险准则不一定适用。风险准则因个体、社会而异，并且随时间、事故经验以及生活期望的变化而变化。因而在信息完备的情况下，风险准则有助于决策，可作为决策过程的指南 [3]。

进行风险分析时，应首先论述并确定风险接受准则。DNV-RP-H101 提出了三种潜在风险类型 [2]：

- 低；
- 中；
- 高。

分类基于后果和概率评估，并使用定量项。应根据以下因素确定类型：

- 人员安全；

● 环境；

● 财产；

● 名誉。

建议采用风险矩阵确定风险接受准则，样例如表 48.2 所示。

表 48.2　风险矩阵样例[2]

后果					概率（概率增加→）			
说明	人员	环境	财产	名誉	极小（A）不太可能发生	不太可能（B）有可能发生	可能（C）易于发生	经常（D）经常发生
1. 广泛	死亡	全球或全国影响 恢复时间 >10 年	项目生产后果成本 >1 千万美元	国际负面影响	A1=S	B1=S	C1=U	D1=U
2. 严重	严重受伤	恢复时间 > 1年 恢复成本 >1 百万美元	项目生产后果成本 >1 百万美元	较大国内影响	A2=A	B2=S	C1=S	D2=U
3. 中等	轻伤	恢复时间 >1 个月 恢复成本 >1 千美元	项目生产后果成本 >10 万美元	有限国内影响	A3=A	B3=A	C3=S	D3=S
4. 较小	生病或轻微受伤	恢复时间 <1 个月 恢复成本 <1 千美元	项目生产后果成本 <1 千美元	局部影响	A4=A	B4=A	C4=A	D4=S

48.2.3 定量风险评估
Quantitative Risk Assessment

较新评估方法所采用的一种重要工具是定量风险评估（QRA）（也称为概率风险评估，PRA）。定量风险评估可系统化当前的知识状态，包括所分析过程、活动、现象以及系统的不确定性，确定可能的危险 / 威胁（例如气体泄漏或流动堵塞），分析其原因和后果并对风险予以说明。定量风险评估为获取所研究活动可能影响的特征、评价风险是否可以接受或容许以及选择最有效风险策略提供了基础。但概率风险评估通常避免对两种要素进行整合，而让风险评价或管理小组根据损失和概率情况作出决策。此外，还可根据不确定性间隔的不同类型引入二阶不确定性，使概率判断的置信度更为精确。

管道流动的定量风险评估旨在检查管道是否满足安全要求（准则）。根据接受准则和安全等级，与管道运行相关的风险可定义为[4]：

风险 = 失效概率（PoF） × 失效后果（CoF）

失效概率可通过可靠性分析计算，失效后果的重点是安全和环境准则。风险评估用于评价管道系统的完整性，并考虑避免管道失效后果可采取的措施。

分析概率和风险的一些基本工具包括统计估算理论、故障树分析（FTA）以及事件树分析（ETA）。这些工具属于以下基本分析方法类型：

● 统计方法：有足够数据用于预测所分析活动或系统将来的性能。此类方法可基于数据外推或概率建模。

● 系统分析方法：当缺少能够精确预测系统将来性能的数据时，可采用此类方法（故障树分析和事件树分析）对系统进行分析。通过将系统分解为子系统 / 组件可获取更多可用信息。总概率和总风险是系统结构及子系统 / 组件层面概率的函数。

定量风险评估过程如图 48.1 所示。

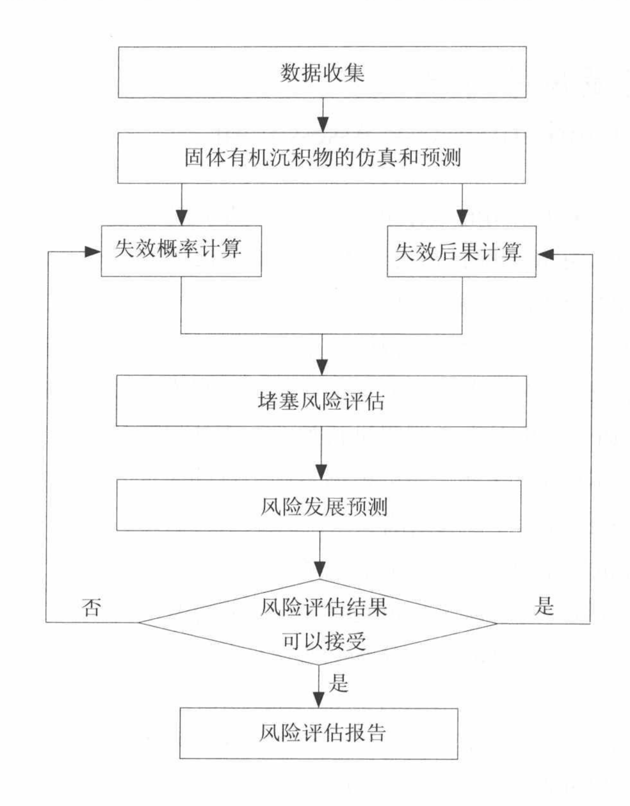


图 48.1　定量风险评估过程

48.3　堵塞风险评估
Blockage Risk Assessment

48.3.1　概述
General

放置在海床上的海底管道难以进行清管或更换，当发生堵塞时可能会出现许多安全问题，施工难度较大，维护成本也较高。本节将介绍基于失效概率（PoF）

和失效后果（CoF）估算并用于蜡和水合物堵塞的定量风险评估。为了控制风险，应将定量风险评估引入前端工程设计。

48.3.2 失效概率 Probability of Failure

可靠性分析旨在计算失效概率，可靠性计算方法主要有解析法、嵌入法以及蒙特卡洛随机仿真法[5]。

对于海底管道，可通过基于统计学伯努利大数定律的快速蒙特卡洛取样法计算失效概率。假定随机事件（x_i）的概率为其在 N 次独立取样事件中的发生率，则对于任意已知极小正数 ε>0：

$$\lim_{n\to\infty}\left\{\left|\frac{\mathrm{m}}{N}\cdot P\left(x_{\mathrm{n}}\right)\right|<\varepsilon\right\}=1 \tag{48-1}$$

假定有些输入参数为一段时间内呈正态分布的随机变量，且 N 次独立取样中发生 m 次堵塞，则管道堵塞的失效概率为

$$PoF=m/N \tag{48-2}$$

计算失效概率前，应根据堵塞和温度梯度之间的关系建立堵塞数学模型，温度梯度可确定固体有机沉积物的范围。

输油管道失效概率的分类如表 48.3 所示。

表 48.3　输油管道失效概率的分类[4]

	失效概率等级	说　明
1	<0.01	运行安全
2	[0.01, 0.1)	运行相对安全，加强监控
3	[0.1, 0.32)	运行相对不安全，需改变近期参数
4	≥ 0.32	运行危险，必须改变近期参数

输气管道失效概率的分类如表 48.4 所示。

表 48.4　输气管道失效概率的分类[4]

	失效概率等级	说　明
1	<0.0001	概率较低，风险可以忽略
2	[0.0001, 0.001）	概率中等，监控参数变化
3	[0.001, 0.01）	概率较高，采取预防措施并改变运行条件
4	≥ 0.01	概率非常高，必须采取安全措施，提高气体质量要求并改变运行条件

48.3.3　失效后果
Consequences of Failure

应根据各种因素对潜在失效后果（CoF）进行评估，如表 48.5 所示。在发生堵塞处，这些因素将直接受到影响。

表 48.5　评估潜在后果时的考虑因素[4]

因　素	考　虑
公共安全	人口密度、人员暴露和起火的可能性以及产品毒性
环境影响	土地使用、产品类型、生产流动速率、泄漏量、地形、海滩影响、后果较严重的地区以及非常敏感的地区
商业损失	修理成本、输送量损失、生产损失以及对剩余资产寿命的影响
公司名誉	汇总所有后果因素以及监管机构处罚和媒体披露的程度

考虑因素的重要性取决于管道位置，陆地管道和海底管道各不相同。海底管道后果需考虑与平台、近岸或陆地及环境敏感油田的距离以及成本因素，例如修理或清管、输送量损失、生产损失及注入化学剂。

安全等级的定义取决于流体类型和管道位置，可应用于海底管道的安全等级

如表 48.6 所示。

表 48.6　安全分类[4]

安全等级		说　明
A	低	失效意味着人员受伤风险可以忽略，环境后果和经济后果不严重
B	正常	失效意味着人员受伤风险较低，环境影响不严重或者经济或政治后果较严重
C	高	失效意味着存在人员受伤风险，环境影响严重或者经济或政治后果非常严重
D	非常高	>失效意味着人员受伤风险较高

48.4　输气管道失效概率 Failure Probability of Gas Pipelines

天然气的主要成分是碳氢化合物，除了碳氢化合物，输气管道中通常还能发现水（H_2O）、氮气（N_2）、二氧化碳（CO_2）以及氢化硫（H_2S）。产自气田的碳氢化合物的主要成分是甲烷、乙烷及其他气体。输气管道的堵塞问题大多因形成水合物所致。第 20 章“海底管道和立管的流动保障”对海底输气管道的水合物形成进行了详细介绍[6]。本章研究水合物形成并将其概率视为失效概率（PoF）。

48.4.1　水合物形成曲线 Hydrate Formation Curve

当天然气在低温高压条件下与水一起输送时，会形成类似于冰的结晶化合物，称为天然气水合物。水合物由包裹了适当直径气体分子的纳米级水笼构成。Hammer-Schmidt 首先认识到这是一种天然气水合物，并发现其会堵塞天然气管道[7]。

图 48.2 为一种气体成分的水合物形成曲线。曲线上方是水合物形成区，下方是无水合物形成区。压力越高，温度越低，水合物形成概率越大。对如图 48.2 所示的水合物形成曲线，可以得到如下数学拟合：

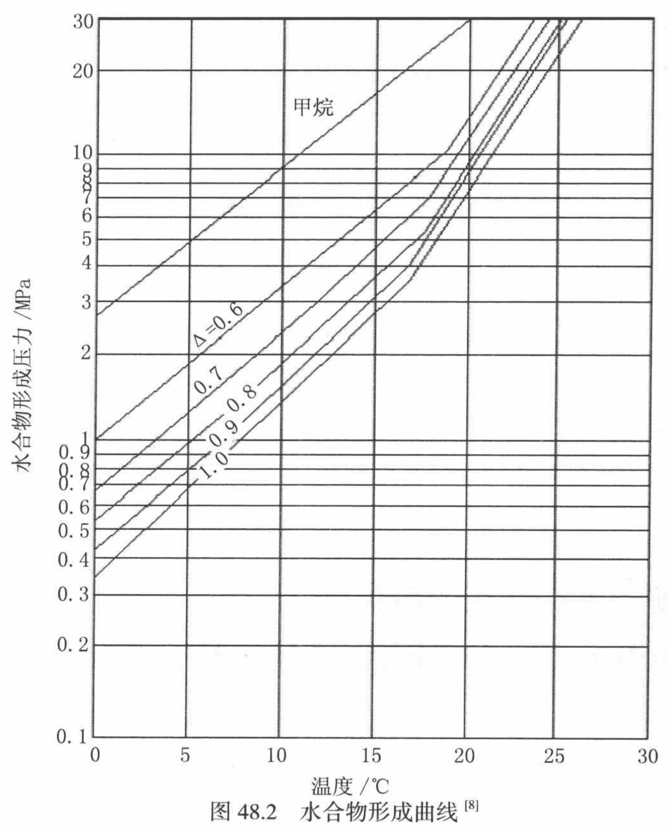


图 48.2　水合物形成曲线[8]

$$\Delta = 0.5539\text{（甲烷）}$$

$$P^{*} = 3.42 + 5.20\times10^{-2}T - 5.31\times10^{-5}T^{2} + 3.40\times10^{-6}T^{3} \tag{48-3}$$

$$\Delta = 0.6$$

$$P^{*} = 3.01 + 5.28\times10^{-2}T - 2.25\times10^{-4}T^{2} + 1.51\times10^{-5}T^{3} \tag{48-4}$$

$$\Delta = 0.7$$

$$P^{*} = 2.81 + 5.02\times10^{-2}T + 3.72\times10^{-4}T^{2} + 3.78\times10^{-6}T^{3} \tag{48-5}$$

$$\Delta = 0.8$$

$$P^{*} = 2.70 + 5.83\times10^{-2}T - 6.64\times10^{-4}T^{2} + 4.01\times10^{-5}T^{3} \tag{48-6}$$

$$\Delta = 0.9$$

$$P^{*} = 2.61 + 5.72\times10^{-2}T - 1.87\times10^{-4}T^{2} + 1.94\times10^{-5}T^{3} \tag{48-7}$$

$$\Delta = 1.0$$

$$P^{*} = 2.53 + 6.25\times10^{-2}T - 5.78\times10^{-4}T^{2} + 3.07\times10^{-5}T^{3} \tag{48-8}$$

$$P=10^{P^*}\times 10^{-3} \quad (48\text{–}9)$$

式中：

Δ 为天然气相对密度；

P^* 为压力参数；

P 为天然气压力 /MPa；

T 为天然气温度 /℃。

如果天然气的相对密度和温度已知，通过式（48–3）至式（48–9）即可计算出水合物形成压力。如果天然气相对密度位于图中两条曲线之间则可以使用内插法。

48.4.2 水合物形成概率 Hydrate Formation Probability

本节通过样例介绍水合物形成概率的计算过程。表 48.7~ 表 48.9 示出了计算所用的主要参数。

表 48.7　管道的材料数据

参数	符号	值	单位
总长度	L	40.0	km
内径	ID	660.0	mm
壁厚	t_1	7.0	mm
管道的热导率	k_1	45.0	W/（m · ℃）
保温层厚度	t_2	20.0	mm
保温层的热导率	k_2	0.035	W/（m · ℃）

表 48.8　环境数据

参数	符号	值	单位
埋地深度	h	1.0	m
砂的热导率	k_3	1.0	W/（m · ℃）
海水温度	T_0	4.0	℃

表 48.9 天然气数据

参数	符号	值	单位
流速	Q	3.0×10^6	m^3/d
入口压力	P_1	4.0	MPa
入口温度	T_1	8.0	℃
天然气密度	ρ	0.75	kg/m^3

管道沿程的天然气温度分布如图 48.3 所示。图 48.4 为管道沿程的天然气压力分布与水合物形成压力的比较情况，水合物形成压力对应于图 48.3 所示的天然气温度。当天然气压力大于水合物形成压力时，管道中就会出现水合物。

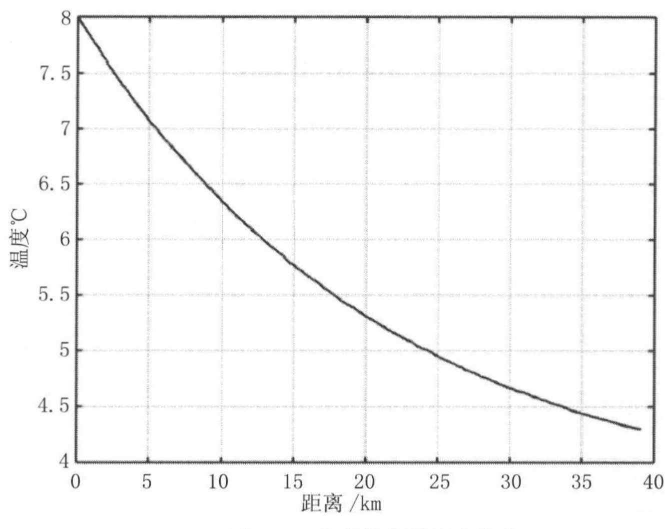


图 48.3 管道沿程的温度分布

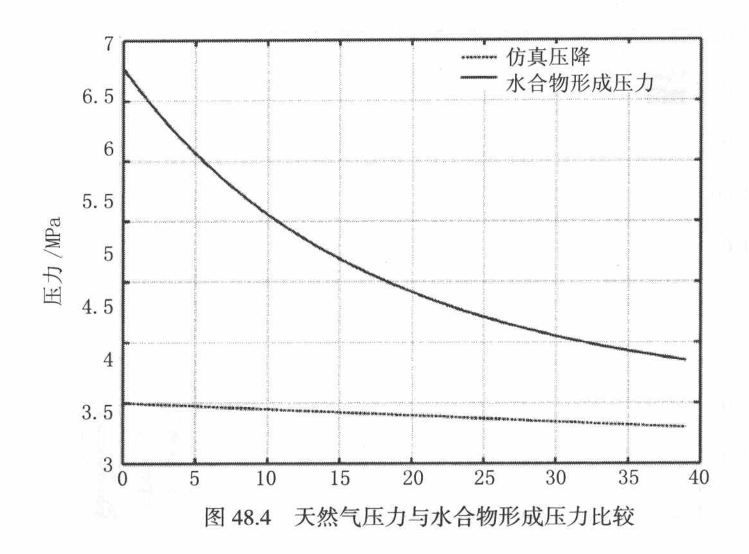


图 48.4　天然气压力与水合物形成压力比较

假定天然气的入口压力和温度为正态分布随机变量且压力和温度的标准偏差分别为 0.1MPa 和 1.0℃，在入口压力和温度的 10 000 次随机取样基础上进行分析。分析结果如表 48.10~ 表 48.13 及图 48.5~ 图 48.8 所示。

表 48.10 为不同入口温度的失效概率计算值。失效概率随着天然气入口温度的增加而降低。图 48.5 为不同天然气入口温度的管道沿程失效概率分布情况。

表 48.10　入口温度对失效概率的影响

入口温度 /℃	水合物形成概率 /%	失效概率等级
8	1.32	4
10	0.19	3
12	0.02	2
14	接近于零	1

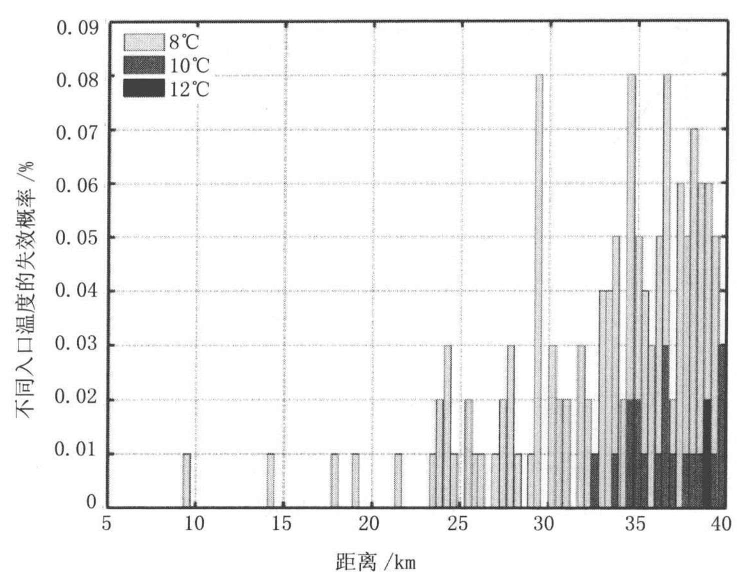


图 48.5 管道沿程的失效概率分布

表 48.11 为不同流速的失效概率计算值。失效概率随着流速的增加而减小。图 48.6 为不同流速的管道沿程失效概率分布情况。

表 48.11 流速对失效概率的影响

最小流速（m^3/d）	水合物形成概率 /%	失效概率等级
3.0×10^6	1.32	4
3.5×10^6	0.16	3
4.0×10^6	0.01	2
4.5×10^6	接近于零	1

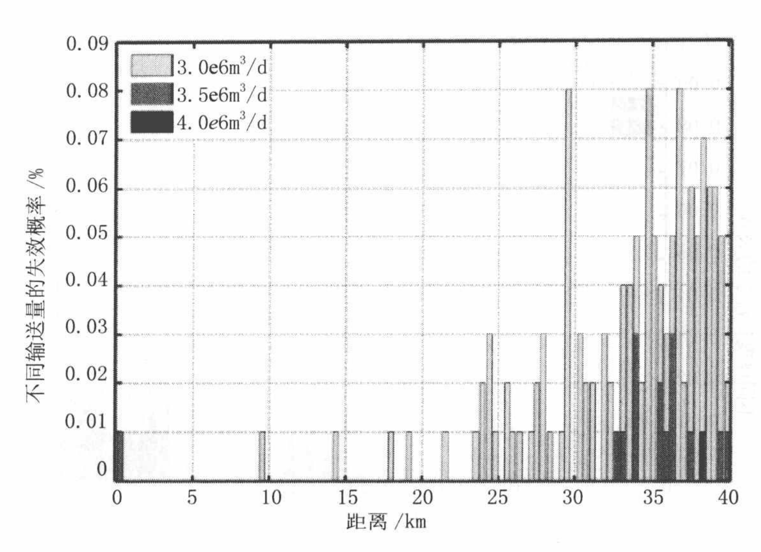


图 48.6　管道沿程的失效概率分布

表 48.12 为不同厚度保温层的失效概率计算值。失效概率随着保温层厚度的增加而减小。图 48.7 为不同厚度保温层的管道沿程失效概率分布情况。

表 48. 12　保温层厚度对失效概率的影响

保温层厚度 /mm	水合物形成概率 /%	失效概率等级
20.0	1.31	4
30.0	0.26	3
40.0	0.09	2
50.0	0.02	2
60.0	接近于零	1

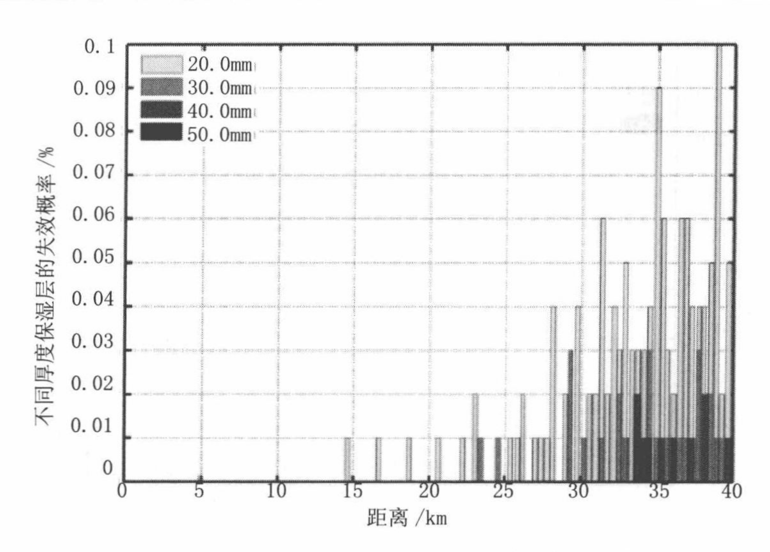


图 48.7　不同厚度保温层管道的沿程失效概率分布

表 48.13 为不同入口压力的失效概率计算值。失效概率随着入口压力的降低而减小。图 48.8 为不同入口压力的管道沿程失效概率分布情况。

表 48.13　输入压力对失效概率的影响

输入压力 /MPa	水合物形成概率 /%	失效概率等级
4.0	1.23	4
3.8	0.18	3
3.6	0.03	2
3.4	接近于零	1

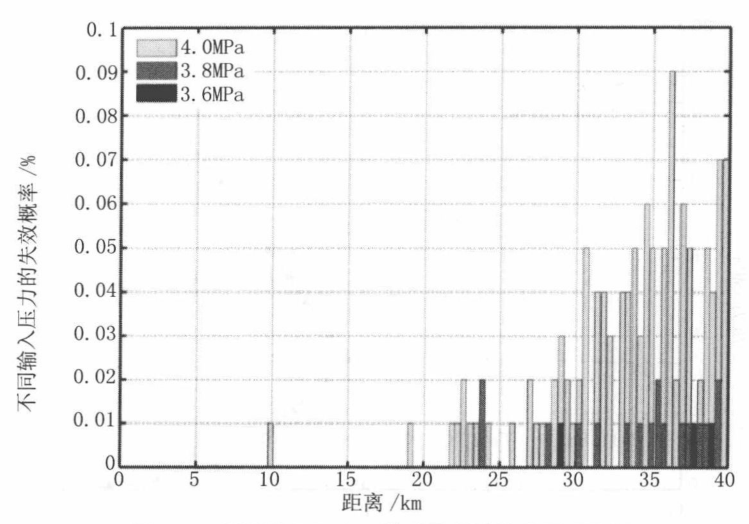


图 48.8　不同输入压力的管道沿程的失效概率分布

48.5　输油管道失效概率
Failure Probability of Oil Pipelines

结蜡是输油管道发生堵塞的主要原因。但对管道中油的特性进行仿真以及预测输油管道的实际堵塞失效概率都是较为困难的。因而本节主要论述结蜡概率，并将其视为输油管道的失效概率。

48.5.1　析蜡温度曲线
Wax Appearance Temperature Curve

蜡要比纯固体更难了解，因为蜡是碳氢化合物的复杂混合物，当温度足够低时会从原油中析出。可通过蜡形成时的温度和压力关系对结蜡进行预测。图 48.9 为典型的析蜡温度（WAT）曲线。对油的温度与对应于油压的析蜡温度进行比较可以判断输油管道内的结蜡情况。

作为压力函数的析蜡温度

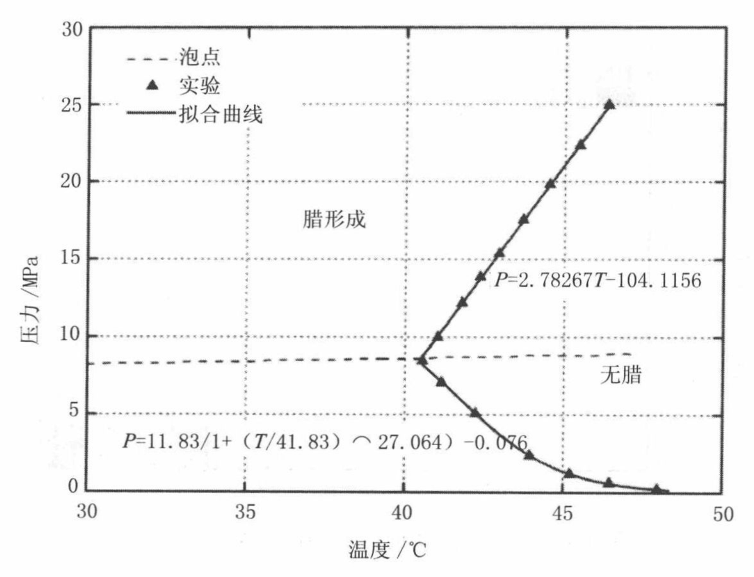


图 48.9　典型的析蜡温度曲线 [9]

如图 48.9 所示主要曲线的拟合函数可表达如下：

泡点曲线

$$P_{bp}=0.040\,76\times T+6.982\,9 \tag{48-10}$$

泡点上方曲线

$$P=2.782\,6\times T-104.115\,6 \tag{48-11}$$

泡点下方曲线

$$P=\frac{11.83}{1+\left(\dfrac{T}{41.83}\right)^{27.064}}-0.076 \tag{48-12}$$

式中：

P_{bp} 为泡点压力 /MPa；

P 为析蜡压力 /MPa；

T 为析蜡温度 /℃。

48.5.2 结蜡概率 Wax Deposition Probability

本节通过样例介绍结蜡概率的计算过程。表 48.14~ 表 48.16 列出了计算所用的主要参数。

表 48. 14　管道材料参数

参数	符号	值	单位
总长度	L	20.0	km
内径	ID	205.0	mm
管道壁厚	t_1	7.0	mm
管道的热导率	k_1	45.0	W/（m · ℃）
保温层厚度	t_2	30.0	mm
保温层的热导率	k_2	0.07	W/（m · ℃）
混凝土厚度	t_3	20.0	mm
混凝土的热导率	k_3	2.0	W/（m · ℃）

表 48. 15　环境数据

参数	符号	值	单位
埋地深度	h	1.5	m
砂的热导率	k_4	1.22	W/（m · ℃）
海水温度	T_0	4.0	℃
海水的热导率	k_5	0.58	W/（m · ℃）

表 48.16　油的数据

参数	符号	值	单位
最小流速	Q	2 000.0	m^3/d
入口压力	P_1	7.5	MPa
入口温度	T_1	55.0	℃
油的热导率	k_6	0.14	W/（m·℃）
20℃时油的密度	ρ	840.0	kg/m^3

图 48.10 为输油管道沿程的温度分布。图 48.11 为管道沿程的油压分布与析蜡压力的比较情况，析蜡压力对应于图 48.10 所示油的温度。当油压处于析蜡压力范围之外时，管道内就会结蜡。

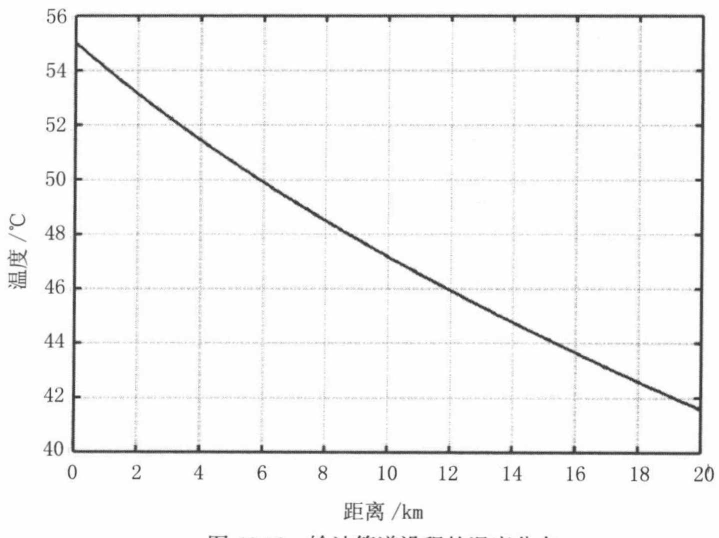


图 48.10　输油管道沿程的温度分布

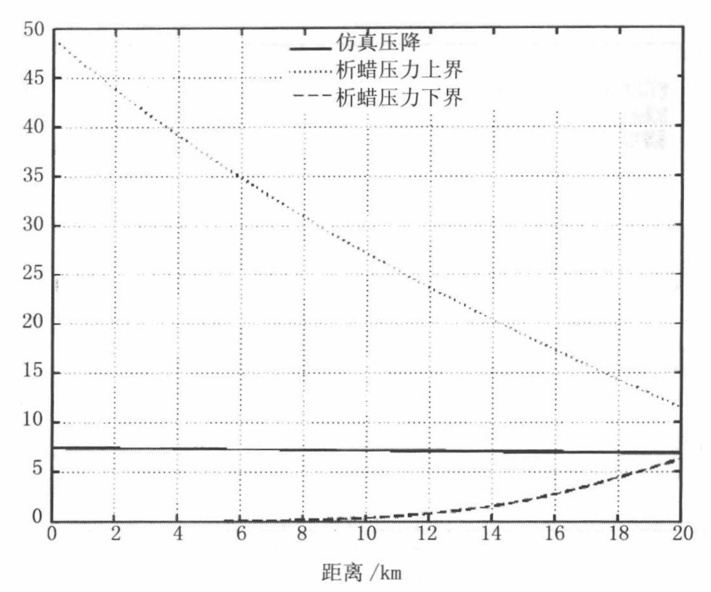


图 48.11　油的压力与析蜡压力的比较

假定入口压力和温度为正态分布随机变量且压力和温度的标准偏差分别为 0.1MPa 和 1.0℃，10 000 次不同压力和温度的随机取样分析结果如表 48.17~ 表 48.20 及图 48.12~ 图 48.15 所示。

表 48.17 列出了不同入口油温的失效概率。失效概率随着入口油温的增加而减小。图 48.12 为不同入口温度的管道沿程失效概率分布情况。

表 48.17　入口温度对失效概率的影响

入口温度 /℃	结蜡概率 /%	失效概率等级
55	31.84	3
56	8.43	2
57	0.91	2
58	0.05	1
59	接近于零	1

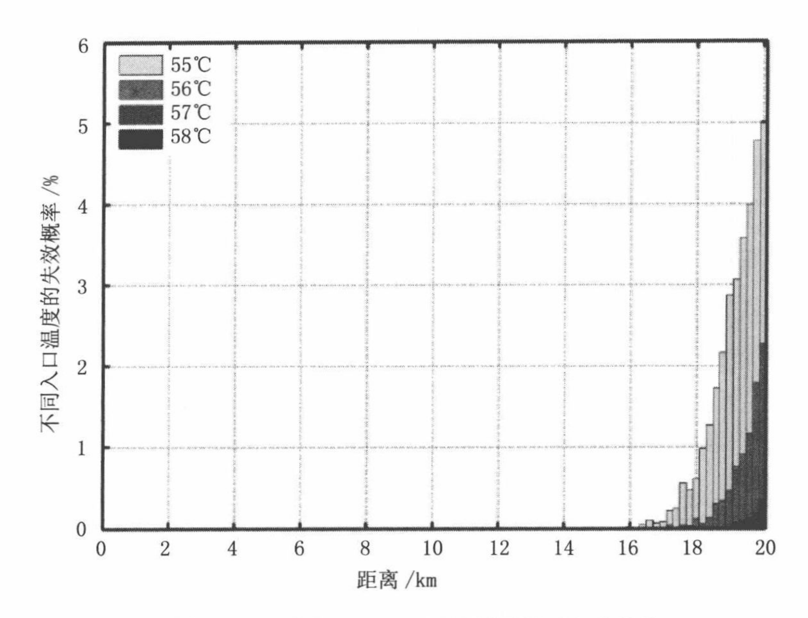


图 48.12 不同入口温度的管道沿程失效概率分布

表 48.18 为不同最小流速的失效概率。失效概率随着最小流速的增加而减小；图 48.13 为不同最小流速的管道沿程失效概率分布情况。

表 48.18 流速对失效概率的影响

最小流速 /m³/d	结蜡概率 /%	失效概率等级
2 000	31.76	3
2 300	1.21	2
2 600	0.03	1
2 900	接近于零	1

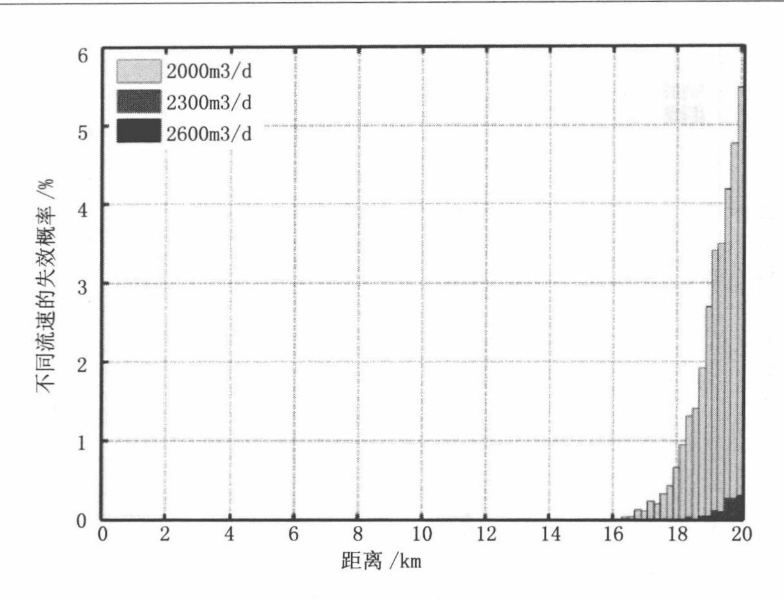


图 48.13　不同流速的管道沿程失效概率分布

表 48.19 为不同厚度保温层的失效概率。失效概率随着保温层厚度的增加而减小；图 48.14 为不同厚度保温层的管道沿程失效概率分布情况。

表 48.19　保温层厚度对失效概率的影响

保温层厚度 /mm	结蜡概率 /%	失效概率等级
30	32.18	4
35	2.53	2
40	0.12	1
45	接近于零	1

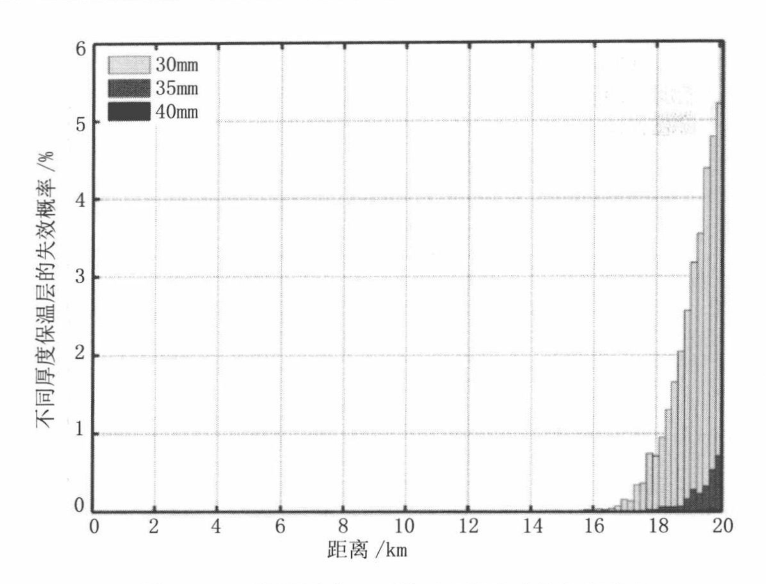


图 48.14　不同厚度保温层管道的沿程失效概率分布

表 48.20 列出了不同入口压力的失效概率。随着入口压力的增加，失效概率并非呈线性变化；图 48.15 为不同入口压力的管道沿程失效概率分布情况。

表 48. 20　入口压力对失效概率的影响

输入压力 /MPa	结蜡概率 /%	失效概率等级
7.5	31.86	3
9.0	4.54	2
10.5	19.53	3

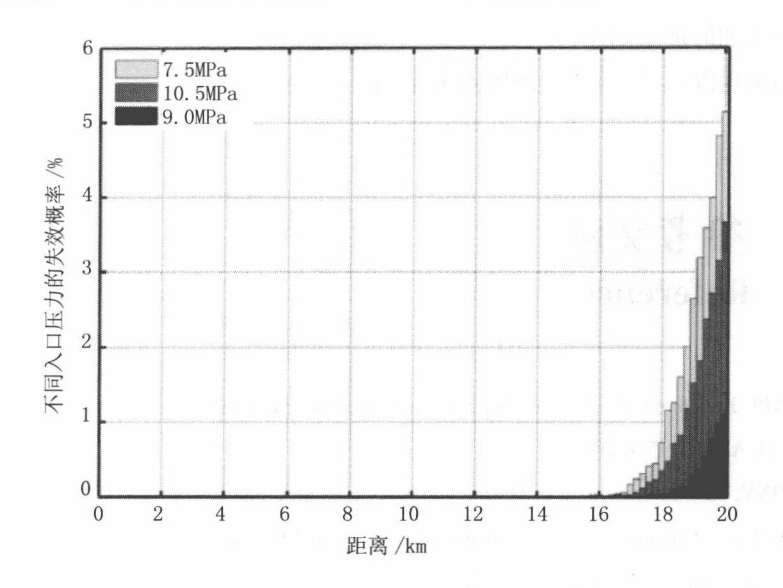


图 48.15　不同入口压力管道沿程的失效概率分布

48.6　小结
Summary

本章采用定量风险评估对因输气管道形成水合物及输油管道结蜡而导致的流动堵塞进行了风险分析。根据图 48.5~ 图 48.8 和图 48.12~ 图 48.15 的分析结果，失效概率分布表明堵塞概率最高的地方是管端附近，因为温度对形成水合物和结蜡的影响最大，而温度在管端处降至最低。

以下方法可减小因水合物形成而导致输气管道发生流动堵塞的失效概率：

- 提高天然气的入口温度或加热整条管道；
- 提高最小流速；
- 增加保温层厚度或使用耐热性能较好的材料；
- 降低天然气的入口压力，但这会降低流速。

以下方法可减小因结蜡而导致输油管道发生流动堵塞的失效概率：

- 提高油的入口温度或加热整条管道；

● 提高油的最小流速；

● 增加保温层厚度或使用耐热性能较好的材料。

48.7 参考文献 References

[1] API, Recommended Practice for Subsea Production System Reliability and Technical Risk Management, API RP 17N, 2009.

[2] DNV, Risk Management in Marine and Subsea Operations, DNV–RP–H101, 2003.

[3] J. Wang, Offshore Safety Case Approach and Formal Safety Assessment of Ships. Journal of Safety Research, vol. 33, 2002, pp: 81–115.

[4] ISO, Petroleum and Natural Gas Industries – Pipeline Transportation Systems – Reliability–based Limit State Methods, ISO 16708:2006（E）, 2006.

[5] R.Y. Rubinstein and D.P. Kroese, Simulation and the Monte Carlo method, Wiley–interscience, Vol. 707, 2008

[6] Y. Bai and Q. Bai, Subsea Pipelines & Risers, Elsevier, 2005.

[7] E. Dendy Sloan, Jr., Carolyn Koh, Clathrate Hydrates of Natural Gases, 3rd ed, Taylor & Francis, 2007.

[8] D.L. Katz, Handbook of Natural Gas Engineering, McGraw–Hill, New York, 1959.

[9] B. Edmonds, et al., Latest Developments in Integrated Prediction Modelling Hydrates, Waxes and Asphaltenes, 1999.

第 49 章　航运风险评估

Marine Traffic Risk Assessment

49.1 引言 Introduction

航运风险评估（MTRA）可预测相关区域可能会发生的事故，以及通过失效概率（PoF）和失效后果（CoF）对事故结果进行评估。图 49.1 表示了航运风险评估的主要程序[1]。

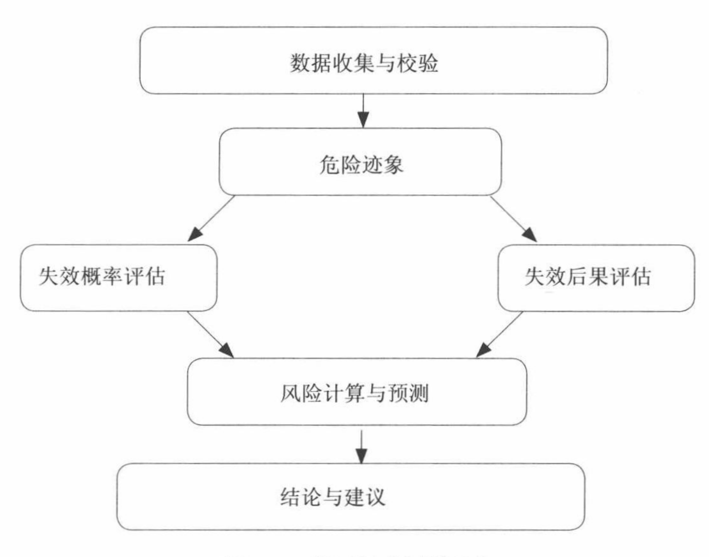


图 49.1　航运风险评估程序

49.2 数据收集 Data Collection

用于风险评估的相关数据可来源于港口时间表、当地航运部所提供的船舶到港 / 离港记录、航运部雷达的数字记录信息及目视观测结果[2]。

船舶信息

为了进行航运风险评估，首先必须确定船舶信息。通常需要收集下述船舶信息：典型尺寸、典型形状、典型的船舶分布或船舶的常规航线等[3]。根据这些信息即可推断事故概率及后果，或使用这些信息来预测未来风险。还需一并收集以下关键信息，以用于评估：

- 海岸线几何图；
- 航运路线；
- 航运量和航运类型；
- 导航特性。

航线、靠港特性及适航性研究

必须通过适当的海底研究或调查，获取或收集下述信息和数据：

- 概念及前端工程设计（FEED）基础；
- 水道测量、测深、海浪、风、水流和潮汐相关资料；
- 海上环境敏感区；
- 导航路线。

始发地、目的地和航运量研究

如要对共同构成区域航运网络的所有娱乐、商业海上作业、渔业和其他运输活动进行数据收集，工程顾问人员必须咨询相关政府部门及机构执行适当的研究或调查。

渔业资源研究

必须从相关政府部门及机构收集数据，对汇集的数据进行适当的研究和调查。这些数据应包括：

- 鱼类和鱼类栖息地，包括可能受项目影响的任何相关海域；
- 区域化捕捞作业的地理位置和所采用的捕捞方法；
- 捕捞活动的季节性变化；
- 渔船从水产码头到主要渔场的惯用航线。

海上勘探、开发及生产活动研究

必须从相关政府部门及机构收集数据，对汇集的数据进行适当的研究和调查。这些数据应包括地理位置和：

- 涉及船舶和飞机的军事演习区域的使用频率；
- 海上勘探和开采频率及近海供应和地震研究船的航线。

49.3 危险识别 Hazards Identification

49.3.1 概述 General

当地航运研究应专注于相关区域的直接地理位置及识别方法：

- 码头和靠港区域内船舶的类型和大小；
- 当地的捕捞作业；
- 当地的娱乐和其他海洋活动；
- 码头和靠港区域的惯用航运支持服务。

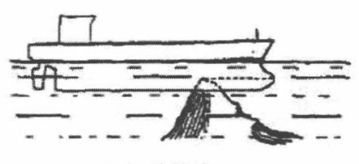
49.3.2 一般航运危险 Common Marine Traffic Hazards

一般航运危险如下：

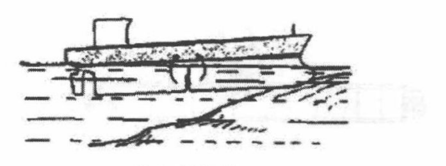
- 搁浅；
- 碰撞；
- 爆炸；
- 火灾；
- 结构失效；
- 其他。

49.3.2.1 搁浅 Grounding

搁浅是一种很常见的航运危险，通常发生于靠近主航道的浅水区[4]。图 49.2 为典型的搁浅方式，其中包括动力搁浅和漂流搁浅。

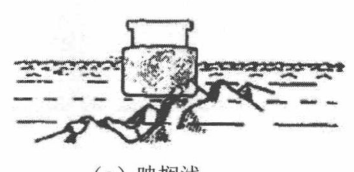


(a) 映搁浅



(b) 软搁浅

(1) 动力搁浅



(a) 映搁浅



(b) 软搁浅

(2) 漂流搁浅

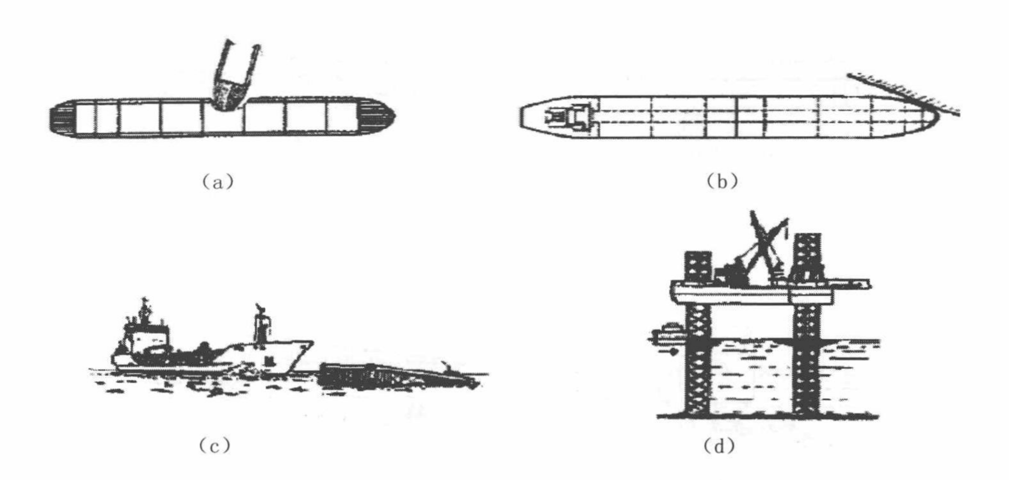
图 49.2 典型的船舶搁浅

以下因素对船舶搁浅具备决定性的影响:

- 水深分布;
- 航运量密度;
- 船舶速度;
- 船舶尺寸;
- 搁浅事故历史;
- 风和海浪数据。

49.3.2.2 碰撞 Collision

如图 49.3 所示，船舶通常存在四种碰撞类型，即船舶间的碰撞、与刚性壁的碰撞、与浮动物体的碰撞及船舶与平台的碰撞[5]。



(a) (b) (c) (d)

图 49.3 典型的船舶碰撞

(a)船舶间的碰撞 (b)与刚性壁的碰撞(c)船舶与浮动物体的碰撞 (d)船舶与平台的碰撞

必须对环境因素进行统计分析，以确定碰撞事故是否与较差的能见度、大风、恶劣天气，强大海流及强浪相关。决定碰撞事故的其他因素如下：

- 船舶信息（如船舶类型、尺寸、速度、临近距离和相遇角等）；
- 水道分布；
- 其他地理信息。

49.3.2.3 爆炸
Explosion

爆炸包括爆炸事故或渔业炸弹爆炸。爆炸事故可能导致沉船，当乘客或船员未及时获救时情况将更为严重，或导致化学货物或原油泄漏到附近的环境从而带来污染。

渔业炸弹产生的冲击压力随着与爆炸中心的距离而递减。例如，一个 5lb 的炸弹，在距爆炸源 18m 时可产生约 0.5 MPa 的冲击波压力，但是相隔距离减少到 2m 时冲击波压力则提高至 6 MPa 以上。渔业炸弹的爆炸可能会影响附近的船舶或管道。

49.3.2.4 火灾 Fire

火灾对船舶是一种严重的威胁。火灾可能会导致人员伤亡，当船舶载有爆炸性货物时甚至会导致爆炸。严重的火灾事故可能会导致航运堵塞或产生的烟雾会导致能见度较差。

49.3.2.5 结构失效 Structural Failure

当船舶结构失效时，船舶及其乘客将处于高度危险的处境中。如果船舶的其中一个失效舱载有有毒液体，则有毒液体可能会泄漏至海水中并污染周围的环境，从而对当地居民造成严重的影响。

49.3.2.6 其他危险 Other Hazards

除了上文列出的所有危险，其他危险也不应忽视：

- 机械损坏；
- 风暴灾害；
- 环境损害；
- 泄漏；
- 严重倾斜；
- 倾覆；
- 其他未知的事故类型。

49.3.3 航运事故的统计数据 Statistic Data of Marine Traffic Accidents

图 49.4 按月份列出了芬兰湾的航运事故统计数据[6,7]，其中搁浅和碰撞为主要事故。不同月份的事故数量也各不相同，这是因为船舶数量根据每个月的生产量进行调整，天气状况可能是导致这些事故的另外一个原因。

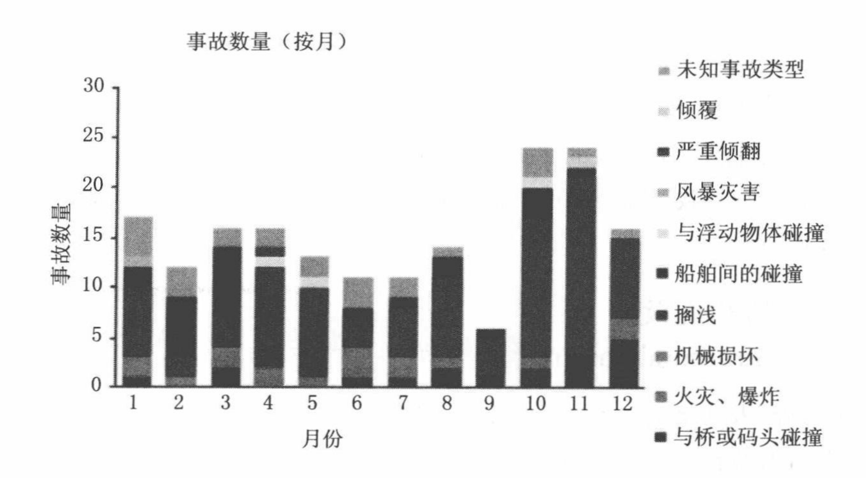


图 49.4　芬兰湾的航运事故数量[8]（图中严重倾翻 > 倾斜）

49.4　失效概率评估 PoF Assessment

49.4.1　概述 General

进行航运事故分析时，首先应确定事故概率。在本节中，油船搁浅和碰撞被视为主要的航运事故。可使用下述方法来计算油船搁浅和碰撞的概率[9]：

- 统计方法；
- 贝叶斯方法；
- 数值模型方法。

49.4.2 概率计算方法 Probability Calculation Methods

49.4.2.1 统计方法 Statistics Method

统计方法基于现有的数据库（如世界海上事故数据库（WOAD）和 MSIS（海上安全信息系统）数据库等），建立油船搁浅和碰撞故障树或事件树模型。根据统计数据计算模型的基本事件概率，然后便可确定搁浅或碰撞概率。搁浅或碰撞概率取决于水域和航运通量，尤其是当搁浅或碰撞在油船进港或离港时发生时。

49.4.2.2 贝叶斯方法 Bayes Method

船舶搁浅和碰撞贝叶斯模型由 Kite-Powell 提出，用于决定给定航线的事故概率。假设搁浅或碰撞由一系列风险因素导致。假设 A 为导致油船搁浅或碰撞的一个事件，$X=(X_1, X_2, X_3\cdots X_p)$ 为解释因素。如果给出 X_i 的概率 x，则可通过下式确定 A 的概率：

$$p(A|x)=\iota(x|A)p/(\iota(x|A)p+\iota(x|S)(1-p)) \tag{49-1}$$

式中：

$p(A|x)$ 为发生 x 时 A 的概率；

$l(x|A)$ 为发生 A 时 x 的概率；

$l(x|S)$ 为发生 S 时 x 的概率；

p 为非条件性概率。

贝叶斯方法可用于确定不同因素对船舶搁浅和碰撞的影响。继而可预测相应的经济损失、货物损失和环境破坏。

49.4.2.3 数值模型方法 Numerical Model Method

针对特定导航区域的数值模型可确定该区域内船舶搁浅和碰撞的概率。可使用 Pedersen 模型[10]来计算船舶碰撞概率，能够估算出可能的事故数量 N_a，即船舶沿设计航线航行时的事故数量。然后将事故数量 N_a 与事故概率相乘，得出实际数

量。P_c 为事故原因函数，基于统计数据进行计算。

为了计算 N_a 值，可采用下述交汇区域。假设该水域的航运通量已知，且船舶已按照类型、最大位移或长度、负载或压载情况及是否配备球鼻首等进行分类。N_a 值等于图 49.5 中表示的重叠区 Ω 内可能发生的船舶间碰撞数，假设船舶沿设计航线航行。N_a 表示在时间 Δ_t 内第二条航线上 j 类船舶及第一条航线上 i 类船舶的事故数量，可通过下式表达[11]：

$$N_a = \sum_i \sum_j \left(\iint_{\Omega(zi,zj)} \frac{Q_i^1 Q_j^2}{V_i^1 V_j^2} f_i^2\left(z_j\right) V_{ij} D_{ij} \mathrm{d}A\Delta t \right) \qquad (49\text{–}2)$$

式中：

Q_i^a 航运通量（等同于在单位时间内穿过航线 a 的 j 类船舶数量，a=1, 2）；

V_j^2 相应船舶的速度；

f_i^a 航线 a 上 j 类船舶的横向分布函数，a=1, 2；

D_{ij} 几何碰撞直径；

$$V_{ij}=\sqrt{\left(V_i^1\right)^2+\left(V_j^2\right)^2+2\left(V_i^2\right)^2\left(V_j^2\right)^2\cos\theta}$$

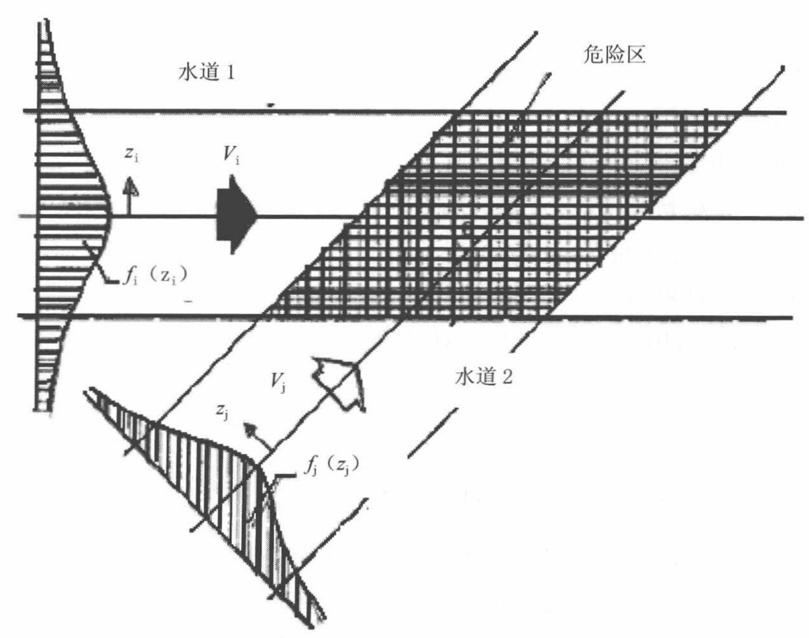


图 49.5　交汇区域内船舶间碰撞危险区

根据计算公式，可能发生的碰撞数等于：

$$N_{ship\text{-}ship}=P_c \cdot N_a \tag{49-3}$$

P_c 可根据观测结果进行计算，并且根据分析结果 P_c 值应在 0.5×10^{-4}~2.0×10^{-4} 范围内。各个区域内的事故数量被转换为特定区域内的事故概率。

49.4.3　船舶碰撞概率
Ship Collision Probability

根据统计数据，下列几项可能是船舶碰撞的最常见原因：

- 船员能力不足；
- 疏于观察；
- 未使用或未正确使用雷达；
- 未正确使用 VHF；
- 对形势判断错误；
- 值班船员不能应对当前形势；
- 占用其他船舶的航线；
- 违反当地或国际避碰规则；
- 避碰速度缓慢；
- 引航操作错误；
- 转舵装置或主发动机电力突然切断；
- 航线环境或自然环境异常；
- 航运状况混乱。

49.4.4　船舶搁浅概率
Ship Grounding Probability

如 49.3.2.1 节所述，船舶搁浅包括两大类：

动力搁浅：可能由船员导航错误或疏忽所致，包括船舶与海滩的碰撞。

漂流搁浅：可能因操作错误或推进设备故障导致船舶失去自主导航能力，并在可用拖曳或维修设备进行救援前便与海滩碰撞而导致。

必须根据以下基于 DNV 规范中的船舶搁浅得出的公式计算船舶搁浅概率：

P（船舶搁浅）$=P$（动力搁浅）$+P$（漂流搁浅）

在此公式中，“+”表示“或”。如果用 $P(c)$ 表示船舶搁浅概率，用 $P(a)$ 表示动力搁浅概率；$P(b)$ 表示漂流搁浅概率，则

$$P(\mathrm{c}) = P(a) + P(b) - P(a \cdot b) \tag{49-4}$$

49.5 失效后果评估 CoF Assessment

49.5.1 评估方法 Assessment Methodology

船舶，尤其是油船一旦发生搁浅或碰撞，溢油将是最严重的后果之一。泄漏的油可能会破坏周围环境。尤其是 VLCC（超大型油船）的泄漏将对环境和当地居民造成严重威胁[12]。因此有必要计算油船的溢油概率。

油船的航运事故为随机事件，油舱的破损位置亦是如此。因此本小节将介绍其概率计算方法。国际海事组织（IMO）就新设计的油船制定了一系列规范[13]。具体可参见国际防止船舶造成污染公约（MARPOL）73/78 13F（5）附录 I。该规范提供了在发生搁浅和碰撞后计算溢油的一系列概率方法。为了计算由搁浅和碰撞导致的溢油量，可采用流体静力学和准流体动力学方法，首先应确定下述三个参数：

- 零溢油概率 P_0；
- 平均溢油参数 O_M；
- 极限溢油参数 O_E。

概率密度函数可见 MARPOL 附录 A，其以不同船级社的统计数据为基础，由 IMO（国际海事组织）配图，并假设各种概率密度函数互相独立。

49.5.2 成本效益分析 The Cost-Effective Analysis

溢油成本效益分析是执行风险评估的关键步骤，因为搁浅和碰撞所导致的溢油可能会破坏环境、增加污染处理成本并造成货主的损失。根据 USCG（美国海岸警卫队）的计算结果，可将油船的每年溢油量表述为

$$O_A=0.575\times0.0042\times(O_M\times C) \quad (49\text{–}5)$$

式中，

$O_M\times C$ 指油船的溢油 /m^3

如果将油船的资本成本转换为年度费用，则可计算出油船的总成本

$$CT_A=CC\times CRR+OC \quad (49\text{–}6)$$

式中：

CC 为油船的资本成本；

CRR 为成本回收率；

OC 为运营成本。

因此，油船的净效益可通过下式表述达：

$$ND=(CT_{A2}-CT_{A1})/(O_{A1}-O_{A2}) \quad (49\text{–}7)$$

49.5.3 人员可靠性分析 Human Reliability Analysis

人员和组织因素是油船发生搁浅和碰撞的主要原因。统计数据表明，80% 的碰撞事故由人员和组织失误导致，而在搁浅事故中比例则高达 90%。因此，在评估搁浅和碰撞事故时，需要执行人员可靠性分析，这一点至关重要。下述方法通常用于人员可靠性分析：

- 质量分析方法；
- 数量分析方法；
- 系统操作管理方法。

Pate-Cornell [14] 曾采用 SAM 方法对派珀 · 阿尔法海上平台的爆炸事件进行人员可靠性分析，同样这也许可作为油船搁浅和碰撞事故中人员可靠性分析的准则。

49.6 风险评估 Risk Assessment

就油船而言，主要的危险在于搁浅或碰撞后的溢油事故，因为溢油可能会对环境、当地居民、海洋生物或船员安全造成危害。以下方法可用于风险评估：

- IMO 直接计算法；
- 直接积分法；
- 简化计算法。

油船最危险的情况为满载出港，应选择对其进行油船风险评估[15]。可能导致溢油的船舱包括：原油舱、燃料舱、柴油舱、润滑剂舱和污油舱。风险评估可按照以下步骤进行：

- 确定油船的主要规格尺寸；
- 根据类型、吨位和航线对油船进行分类；
- 计算油船的碰撞或搁浅概率；
- 评估发生搁浅或碰撞后的溢油情况；
- 完成风险评估。

将风险评估结果与风险范围进行比较后可确定该风险是否为可接受风险。如果风险评估结果超出风险范围，则必须制定一些风险缓解措施，将风险降低到允许水平。

49.7 参考文献 References

[1] Y. Fujii, H. Yamanouchi, & T. Matui, Survey On Vessel Traffic Management Systems and Brief Introduction to Marine Traffic Studies.Electronic Navigation Research Institute Papers, 1984.

[2] T.G. Fowler, & E. Sørgråd, Modeling Ship Transportation Risk. Risk Analysis, 2000.

[3] E. Goodwin, A Statistical Study of Ship Domain. The Journal of Navigation, 1975.

[4] Y. Fujii, H. Yamanouchi, K. Tanaka, K. Yamada, Y. Okuyama, & S. Hirano, The Behavior of Ships In Limited Waters. Electronic Navigation Research Institute Papers, 1978.

[5] S. Kao, K. Lee, K. Chang, & M. Ko, A Fuzzy Logic Method for Collision Avoidance in Vessel Traffic Service.The Journal of Navigation, 2007.

[6] J. Kuronen, U. Tapaninen, R. Helminen, & A. Lehikoinen, Maritime Transportation in the Gulf of Finland in 2007 and in 2015.Turku, Center for Maritime Studies, Turku, 2008.

[7] J. Ylitalo, M. Hanninen, & P. Kujala, Accidents Probabilities in Selected Areas of the Gulf of Finland. Espoo, Helsinki University of Technology, 2008.

[8] M. Hanninen, Modeling Risks of Marine Traffic in the Gulf of Finland, Final Seminar of the MS GOF project, 2007.

[9] P. Kujala, M. Hänninen, T. Arola, & J. Ylitalo, Analysis of the Marine Traffic Safety in the Gulf of Finland. Reliability Engineering & System Safety, 2009.

[10]P.T. Pedersen, Collision and Grounding Mechanics, The Danish Society of Naval Architects and Marine Engineers, Copenhagen, 1995.

[11]R. Szlapczynski, A Unified Measure Of Collision Risk Derived from the Concept of A Ship Domain. The Journal of Navigation, 2006.

[12]S. Kristiansen, Maritime Transportation: Safety Management and Risk Analysis.

Butterworth–Heinemann , 2004.

[13]IMO SOLAS: International Convention for the Safety of Life at Sea. London, International Maritime Organization, 2003.

[14]M. E., Pat é –Cornell, D. M., Murphy, „Human and Management Factors in Probabilistic Risk Analysis: the SAM Approach and Observations from Recent Applications “. Reliability Engineering and System Safety,Vol.53, pp.115–126, 1996

[15]Z. Pietrzykowski, & J. Uriasz, The Ship Domain – A Criterion of Navigational Safety Assessment in an Open Sea Area. Journal of Navigation, 2009.

第 50 章　油气溢出的失效后果建模

Consequences of Failure Modeling for Oil and Gas Spills

50.1 引言 Introduction

海底管道系统失效所导致的危险可对环境（包括野生生物和海洋生物）以及人类自身和经济成本造成许多问题。在过去几十年里海底管道失效已经成为世界范围内最严重的灾难之一，因其极大影响了环境、人及经济。为了防止管道失效，业界考虑了多种风险评估检查以提高安全水平。可采用许多方法评估风险和失效后果，最常用的是定量风险评估（QRA）。定量风险评估的主要目的是确定管道系统各段的目标可靠性。失效后果则旨在确定油气的溢出量及速率、受影响地区、工作延迟或其他负面影响。但本章的重点是确定管道系统一处泄漏所产生的溢油层和气体泄漏情况，随后可根据这些计算结果和数据采取合适的措施以避免失效后果，例如受到影响的人数、生产成本以及环境地区等。

50.2 详细评估 Detailed Assessment

50.2.1 定量风险评估 Quantitative Risk Assessment

风险一词结合了特定危险事件发生的概率以及失效后果的严重性。风险评估（RA）对特定系统的风险予以评价，不管风险是来自人、硬件/软件失效、环境影响，抑或是来自任何事故的共同作用。本章将采用风险评估对管道系统的完整性进行评价，并采取措施避免管道失效所致的后果。通常管道失效后果通过泄漏、扩散、着火以及爆炸等表现出来，风险可通过以下数学方式予以表达：

$$风险 = 失效频率 \times 失效后果 \quad (50\text{-}1)$$

所考虑的所有事故后果都可能与人、环境及生产能力相关。风险与事件后果正相关说明如果事件概率或事件后果增加，则风险亦增加。确定可适用的危险并对危险导致的风险进行评估所需的因素即为风险研究或风险解析分析的主要因素。解析过程有三个主要因素，可定义为：

（1）初始事件；

（2）原因分析；

（3）后果分析。

失效后果的定量风险接受准则如图 50.1 所示。

5	＞10^{-2}					
4	10^{-2}–10^{-3}				不可接受区	
3	10^{-3}–10^{-4}					
2	10^{-4}–10^{-5}		可接受区			
1	0–10^{-5}					
		A	B	C	D	E
安全（死亡数）		0	0.1	1	10	100
环境（恢复期）		0	＜1 年	＜3 年	＜10 年	＞10 年
经济（相对 %）		＜2%	2~5%	5~10%	10~20%	＞20%

图 50.1　定量风险接受准则

图 50.2 为通用风险分析的主要步骤方法。

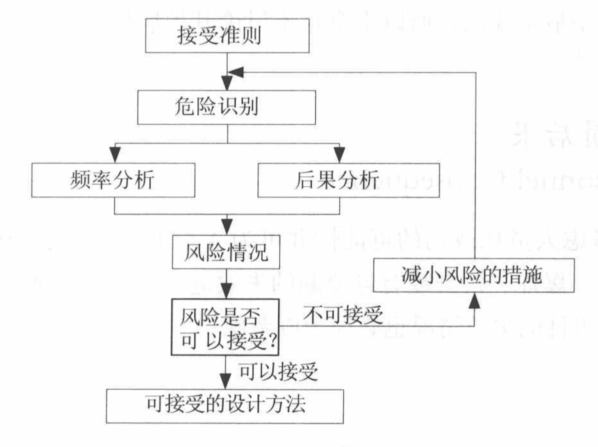


图 50.2　通用风险分析方法

50.2.2 失效后果
Consequences of Failure

失效后果可表达为对风险的量化度量，例如受事故影响的人数（伤或亡）、财产损失、油气溢出量、受影响的环境和地区以及工作延迟等。与图 50.1 所示定量风险评估类似，失效后果可分为安全后果、环境后果和经济后果并通过定量评估分别予以分析 [2]。

● 人员后果：爆炸、井喷、着火、管道失效或所发生危险导致的可能伤亡；

● 环境后果：对野生生物、生态系统及土壤水的危害，可为短期影响或长期影响（取决于危险情况）；

● 经济后果：生产中断的可能商业损失及修理和恢复受损管道的可能成本。

后果分析涉及许多不同学科，其步骤为 [3]：

● 对失效后果进行事故情形分析；

● 事故载荷分析，例如爆炸、火灾、井喷、碰撞管道等；

● 系统和设备对事故载荷的响应分析；

● 对人员、环境和资产因素的最终后果进行分析；

事态加剧分析。

在大多数情况下，可能出现的后果主要取决于管道参数，例如运行压力、管道长度、管道直径和尺寸以及失效泄出量。失效后果还包括生产损失后果、修理管道和各种损伤的成本、潜在人命损失、负面公开的成本等。但因为图 50.1 所示的三种失效后果是最重要的，所以本章将不讨论其他后果。以下章节将各种失效后果分为 A 至 E 类。

50.2.2.1 人员后果
Personnel Consequence

安全后果考虑人员死或伤的可能性并可为 A 至 E 类，如表 50.1 所示。通常针对会导致起火、爆炸、污染或有毒泄漏的失效进行安全后果估算，但内含高压无害流体的管道组件的失效情况也必须予以考虑 [4]。

表 50.1　安全后果失效等级

失效后果系数	失效后果类型	说　明
A	非常低	不太可能发生人员受伤
B	低	可能发生轻伤，不太可能发生重伤或人命损失
C	中等	可能发生重伤的人员不超过 1/ 几个，无潜在人命损失
D	高	可能发生多起重伤，潜在人命损失为 1 个
E	非常高	潜在人命损失为多个

50.2.2.2　环境后果 Environmental Consequence

失效环境后果考虑各种泄漏产品对附近环境、植物和动物以及海水的影响。泄漏量和泄漏速率主要取决于流体类型、管道直径大小、管道流速以及失效类型（例如泄漏或断裂）等。环境后果可根据产品和泄漏量进行划分，对环境的实际影响则不予详细考虑。表 50.2 示出了环境后果等级。

表 50.2　环境后果失效等级

失效后果系数	失效后果类型	说　明
A	非常低	对环境的影响无或较小，无产品泄漏或仅少量泄漏低毒或无污染产品
B	低	少量泄漏污染或有毒产品，泄漏产品可由海水或空气迅速分解或中和。恢复期 <1 年
C	中等	少量泄漏污染或有毒产品或大量泄漏低污染或低毒产品，泄漏产品需一定时间才能分散或中和，或者易于清除。恢复期 <3 年
D	高	大量泄漏污染有毒产品，一定时间后可分散、分解及中和，亦可清除。恢复期 <10 年
E	非常高	大量泄漏高污染有毒产品，无法清除，需较长时间才能分散及中和。恢复期 >10 年

50.2.2.3 经济后果 Economic Consequence

经济后果可计算为修理成本及因生产中断而导致的生产损失，如表50.3所示，并将相对输送量用作商业后果的量化基础。

表 50. 3 经济后果失效等级

失效后果系数	失效后果类型	与生产损失相关的成本 相对于油田总生产量（%）	
A	非常低	< 2	次要出油管
B	低	2 ~5	较小出油管
C	中等	5 ~10	中等出油管
D	高	10 ~ 20	重要出油管
E	非常高	⩾ 20	干线管道

备注：为了在系数上对各种管道的运行水平进行划分而以百分比表示“相对于油田总生产量”。所给出的百分比值仅用于指南，可根据运行商提供的后续数据进行调整。

50.2.3 失效概率 Probability of Failure

失效概率基于组件退化机制的类型进行估算。可通过经验数据定性评估或采用经一定程度优化的物理模型进行定量计算来估算失效概率。定性评估将失效概率估算为等级类型，而定量评估将失效概率度量为单位时间的事件概率或一段特定时间后的事件概率。

就失效概率研究而言，安全标准通常表达为作业的死亡事故率（FAR）。这些标准可根据系统风险进一步转换为各系统的要求。风险可表达为潜在人命损失（PLL）。基于安全要求，在失效可能对人员产生危险的情况下可采用较低的容许材料利用系数。通常 1 区适用于远离平台的离岸管段，而 2 区则适用于设施附近的管段[5]。

50.3　溢油后果
Oil Spilled Consequences

由于过去几年发生了多起涉及大量溢油的事故，科学家和政府对海洋油污染非常关注。可预测溢油短期和长期特性的能力使针对溢油的响应措施得到了增强，这也称为海上溢油归宿，取决于油的几个物理化学特性及环境条件。Sebastiao 和 Soares [3] 介绍海况条件对溢油特性的影响较大，但本章不考虑涉及不同机制的波浪和水流情况。本章的重点是可预测平静气象条件下溢油归宿的模型，无波浪和水流影响。决定海上溢油归宿的主要机制是扩散、蒸发、乳化、分散及沉降。本章将只介绍最重要的机制，即溢油扩散和溢油蒸发。 .

50.3.1　溢油扩散机制
Oil Spreading Mechanism

在重力效应和表面净张力作用下，平静水面上的溢油大多以圆形连续薄层的形式进行扩散。表面净张力也称为扩散系数，为气 / 水表面张力与气 / 油表面张力和油 / 水界面张力之和的差。最常用的扩散模型由 Fay [6] 开发。Fay 开发的扩散过程包括三个阶段，但第二阶段是使用最多的溢油模型。根据 Fay 模型，经 Wang 等人（1975）[7] 修正的第二阶段公式为

$$A_2 = \pi 0.98^2 \left[\frac{\Delta \rho g V^2}{\rho_w v_w^{0.5}} \right]^{\frac{1}{3}} t^{\frac{1}{2}} \tag{50-2}$$

式中：

A_2 为油层面积 /m^2；

g 为重力 /ms^{-2}；

V 为溢油体积 /m^3；

t 为时间 /h；

ρ_W 为海水密度；

$\Delta\rho$ 为海水和油的密度差；

v_w 为海水的动粘度 /m^2s^{-1}。

因为 Fay 公式可估算油层的增长，所以 Lehr 等人（1984）[8] 开发了类似公式，适用于根据观测得到的溢油面积估算初始溢油量

$$A = 2270\left[\frac{\Delta\rho}{\rho_0}\right]^{\frac{1}{3}} V^{\frac{2}{3}} t^{\frac{1}{2}} + 40\left[\frac{\Delta\rho}{\rho_0}\right]^{\frac{1}{3}} V^{\frac{1}{3}} W^{\frac{4}{3}} t \tag{50-3}$$

式中：

A_2 为油层面积 /m^2；

W 为风速 /kn；

V 为溢油体积 /barrel；

t 为时间 /min；

ρ_0 为油的密度；

Δ_ρ 为海水和油的密度差。

Mackay 等人（1980）[9] 根据 Fay（1969）[6] 和 Hoult（1972）[10] 的重力粘度公式修正了表面积的理论变化率，适用于许多变量同时发生变化的溢油模型。扩散速率可计算为

$$\frac{\partial A}{\partial t} = K_1 A^{\frac{1}{3}}\left[\frac{V}{A}\right]^{\frac{4}{3}} \tag{50-4}$$

式中：

A 为油层面积 /m^2；

K_1 为默认为 $150s^{-1}$；

V 为溢油体积 /m^3；

t 为时间 /s；

ρ_0 为油的密度；

$\Delta\rho$ 为海水和油的密度差。

50.3.2 溢油蒸发机制
Oil Evaporated Mechanism

蒸发是溢油与海水分离的初始阶段，蒸发速率取决于油的物理化学特性，并会因水温升高、扩散、强风及大浪而增加。蒸发迅速移除了低沸点组分，因而可

减小油层体积。轻质组分的蒸发速率取决于油中轻质组分本身、油的温度和厚度以及风和波浪的物理作用力[3]。

Reed M.（1989）[11]将溢油蒸发的质量传递速率表达为

$$\frac{\partial m_i}{\partial t}=\frac{K_2 P_2 A f_i M_i}{RT} \qquad (50\text{-}5)$$

式中：

m_i 为第 i 个成分的质量；

t 为时间；

A 为溢油面积；

f_i 为溢油中成分 i 的比例；

R 为气体常数；

P_i 为特定组分的蒸汽压；

T 为温度；

M_i 为分子量。

其中系数 K_2 为 Mackay 和 Matsugu（1973）给出的质量传递系数：

$$K_2=0.029W^{0.78}D^{-0.11}S^{0.67} \qquad (50\text{-}6)$$

式中：

K_2 为蒸发的质量传递系数 /ms^{-1}；

W 为风速 /mh^{-1}；

D 为溢油直径 /m；

S 为施密特数。

50.3.3　溢油乳化机制
Oil Emulsification Mechanism

原油和 / 或精制石油产品的乳化指水滴分散进入油介质。就油的乳化和乳液稳定性而言，通常认为关键因素是溢油中自然表面活化物质的含量[10]。

Mackay 等人（1980）[13]通过下式得出水与油的结合情况：

$$Y=C_3\left[1-\exp\left(\frac{-2\times10^{-6}}{C_3}(1+W)^2 t\right)\right] \qquad (50\text{-}7)$$

式中：

Y 为水含量比例；

C_3 为 Mousse 粘度常数；

W 为风速。

Mousse 构形导致粘度增加，粘度可通过 Mooney 公式计算：

$$\mu = \mu_0 \exp\left[\frac{2.5Y}{(1-C_3Y)}\right] \tag{50-8}$$

式中 μ_0 = 母体油粘度。Buchanan & Hurford （1988）[14] 介绍油粘度可通过 $\mu_0=224A^{0.5}$ 进行估算，式中 A 为沥青含量百分比。

50.4 溢气后果 Gas Spilled Consequences

由于会溶解在水中，深水溢油 / 气中气体的气相空间将大幅减小。深水溢气的主要问题是火灾、对工作人员的毒害以及船舶和所有浮式设施失去浮力。因而了解何时、何地及有多少气体会溢出水面非常重要。本节将介绍溢气管道中的流动模型及气体溶解[15]。深水气体井喷情形如图 50.3 所示。开始时溢气混合物以喷流 / 羽状流形式上升，分层海洋环境中周围流体的截留作用导致其逐渐失去动量和浮力。注意气体上升过程中会发生扩散，因为压力降低使喷流 / 羽状流的浮力增加。

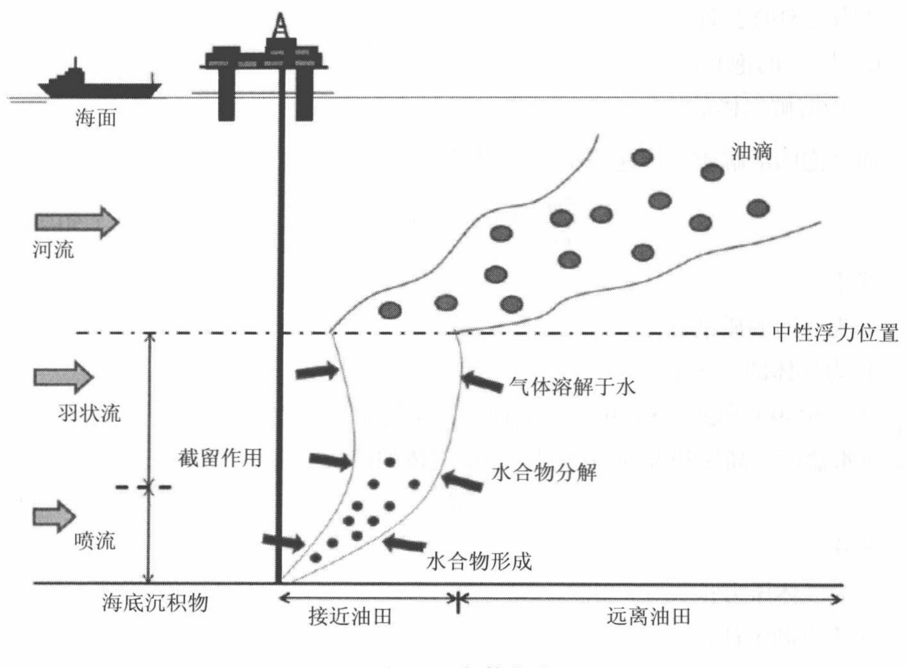


图 50.3 气体井喷

50.4.1 气体溶解模型 Model for Gas Dissolution

由于会溶解在水中，深水溢油 / 气中气体的气相空间将大幅减小。因为气体溶解影响浮力，所以其对油 / 羽状流的特性影响较大。Zheng 和 Yapa（2002）[16] 介绍高压低温使深水中溢油 / 气的特性在两个方面不同于浅水中的特性：

（1）气体可能会转变成类似于冰的固体化合物，称为气体水合物；

（2）在较长的上升过程中，气泡的气相空间可能因溶解而大幅减小。

这两种情况均使羽状流的浮力发生显著变化。气泡的溶解速率可计算为

$$\frac{\partial n}{\partial t}=KA\left(C_{\mathrm{S}}-C_{0}\right) \tag{50-9}$$

式中：

n 为一个气泡中的摩尔数；

K 为质量传递系数；

A 为气泡的表面积；

C_S 为 C_0 的饱和值；

C_0 为溶解气体的浓度。

而气泡的溶解质量传递速率$\frac{\partial m}{\partial t}$可计算为：

$$\frac{\partial m}{\partial t} = KMA\left(C_s - C_0\right) \tag{50-10}$$

式中：

m 为气泡的质量；

M 为气体的分子量。

式（50–9）和式（50–10）的关键参数是溶解度 C_S 及质量传递系数 K。溶解度受海水盐度、高压和温度的影响，水中气体的溶解度可通过亨利定律计算：

$$P=Hx^{l} \tag{50-11}$$

式中：

P 为气体压力；

H 为亨利定律常数；

x^{l} 为水中溶解气体的摩尔分数。

Zheng 和 Yapa [16] 还介绍了亨利定律的简化形式，因为式（50–11）仅适用于低压条件下的理想气体，如果深水中的压力增加，则公式不再适用。

50.4.2 气体溶解模型与喷流 / 羽状流模型的整合 Integration of Gas Dissolution with Jet/Plume Model

对喷流 / 羽状流进行流体动力学建模需作以下假定 [17]：

（1）不同深度通过的气泡数量保持恒定，例如忽略气泡并合的情况；

（2）气泡的初始大小一致。如果基于后续现场实验能够得到泡径谱，则可以用数组 N（r1,r2,⋯,rn）替代通过的气泡数量 N。然后就能分别计算出各种直径气泡的归宿。

如果羽状流在垂直方向上由油气混合物构成，则可以预期其内核将由气体部分占据。

（1）气泡的体积分数：

内部气泡核中气体（ε）的体积分数可定义为：

$$\varepsilon = \frac{\rho_1 - \rho}{\rho_1 - \rho_b} \tag{50-12}$$

图 50.4 为管道泄漏产生的气体羽状流示意图。

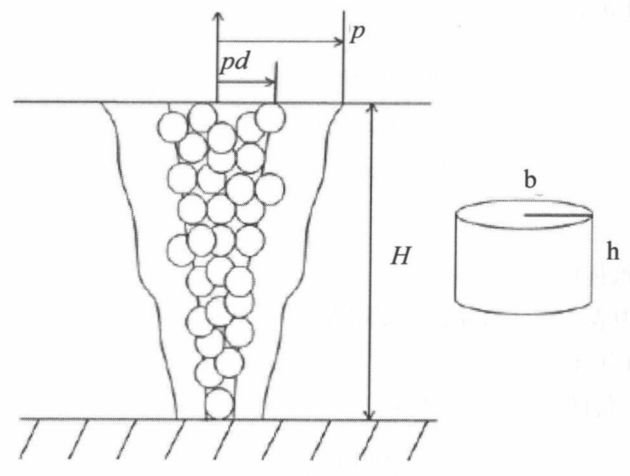


图 50.4　油 / 气羽状流示意图

图中：

H 为控制体的高度；

ρ 为羽状流气泡 – 水混合物的密度；

ρ_b 为气体密度；

ρ_1 为羽状流液体部分的密度。

（2）液体质量守恒：

$$\frac{\partial m_1}{\partial t} = \rho_a Q_e \tag{50-13}$$

式中：

m_1 为控制体的液体质量；

ρ_a 为周围液体的密度；

Q_e 为周围水的截留率。

（3）气体溶解所致的气体质量损失：

$$\Delta m_b = -\frac{Nh}{w + w_b}\frac{\partial n}{\partial t} M_g \Delta t \tag{50-14}$$

式中：

M_g 为气体的分子量；

Δ_t 为时程；

w 为羽状流液体部分的垂直速度；

w_b 为气泡滑移速度。

（4） 动量守恒：

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[m_l w+m_b\left(w+w_b\right)\right] \\ =w_a\rho_a Q_e+\left(\rho_a-\rho_l\right)g\pi b^2\left(1-\beta^2\varepsilon\right)h \\ +\left(\rho_a-\rho_b\right)g\pi b^2\beta^2\varepsilon h \tag{50-15}$$

式中：

w_a 为周围液体的垂直速度。

右边第一项表示液体质量产生的动量，第二项为作用于液体的垂直力，而最后一项则代表作用于气泡的垂直力。

（5） 热、盐度及油质量守恒：

$$\frac{\partial\left(m_l I\right)}{\partial t}=I_a\frac{\partial m_l}{\partial t} \tag{50-16}$$

式中：

I_a 为诸如热容量、盐度或油质量这样的性质，下标“a”表示周围水中的条件。

式（50–16）表示因质量被截留而使控制体中的热、盐度或油质量发生变化。

（6） 非理想气体定律：

$$PM_g=\rho_b ZRT \tag{50-17}$$

式中：

Z 为压缩系数；

R 为通用气体常数；

T 为周围温度。

在深水中，高压下的气体特性会偏离理想气体。

（7） 气泡大小：

使用非理想气体定律式（50–17），气泡大小可计算为：

$$P_\infty\frac{4}{3}\pi r_b^2=nZRT_\infty \tag{50-18}$$

式中 P_x 为周围水的静水压。

水中气体的溶解度主要取决于温度、周围压力和盐度。由于气体膨胀和溶解，气泡的形状和大小会发生变化。压缩系数 Z 说明真实气体与理想气体的偏离程度，

可表达为

$$Z = \frac{PV}{nRT} \tag{50-19}$$

式中：

P 为周围压力；

V 为气体体积。

$Z \equiv 1$ 用于理想气体。

50.5 溢油样例 Example of Oil Spilled

本节将上节提出的溢油扩散和蒸发算法的分析结果与有限的可用数据进行比较[18]。样例中，油水界面张力为 20 mN/m，油水界面张力的范围通常在 20~30 mN/m 之间，乳液的最终水常数为 75%。25℃时海水的密度为 1.025 g cm^{-3}，其默认动粘度为 0.682。

对预期会发生泄漏的管道进行了研究，管道位于四个不同位置。图 50.5 示出了不同泄漏管道的油层面积分析结果。

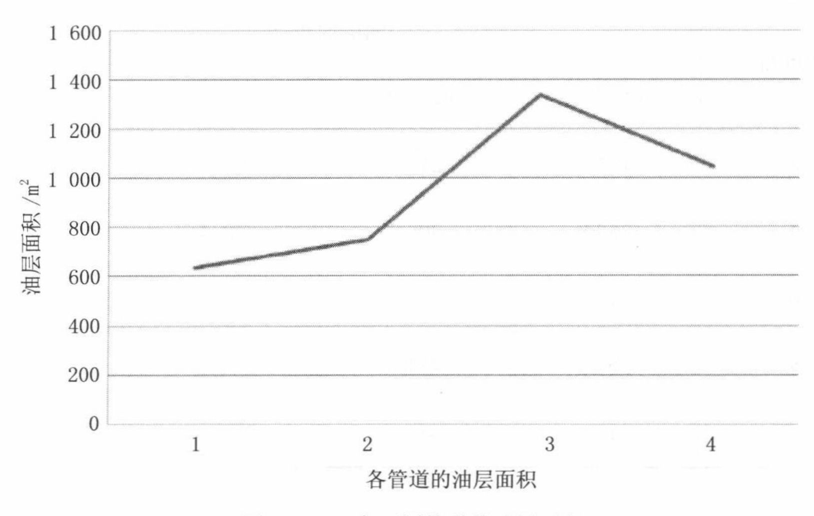


图 50.5　四条不同管道的油层面积

表 50.4 示出了不同管道 2~10h 的油层面积计算结果；图 50.6 也示出了分析结果，可确定四条泄漏管道油层面积与时间（从 2~10h）之间的关系。计算得到的油层面积中，#3 管道最大，然后是 #4 管道、#2 管道和 #1 管道。油密度较高也会影响油向附近区域扩散。

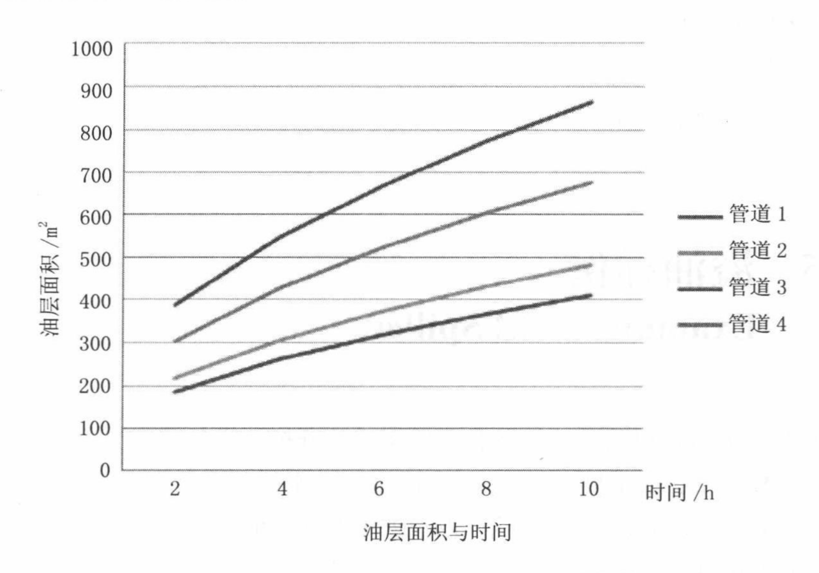


图 50.6　四条管道油层面积随时间变化的情况

表 50. 4　不同管道油层面积随时间变化的情况

时间 /h	油层面积 /m²			
	#1 管道	#2 管道	#3 管道	#4 管道
2	183.7	215.8	386.4	302.2
4	259.8	305.2	546.4	427.3
6	318.2	373.8	669.2	523.3
8	367.3	431.6	772.7	604.3
10	410.7	482.5	8643.0	675.6

溢油后剩余油的分析结果如图 50.7 所示，图 50.8 为蒸发油和剩余油的平衡图。

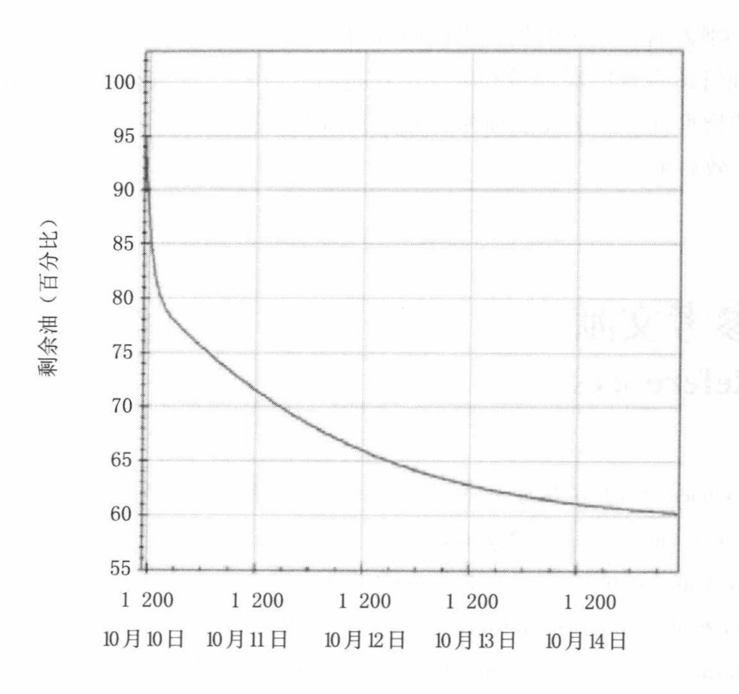


图 50.7　风速为 15 m h^{-1} 时的油剩余情况

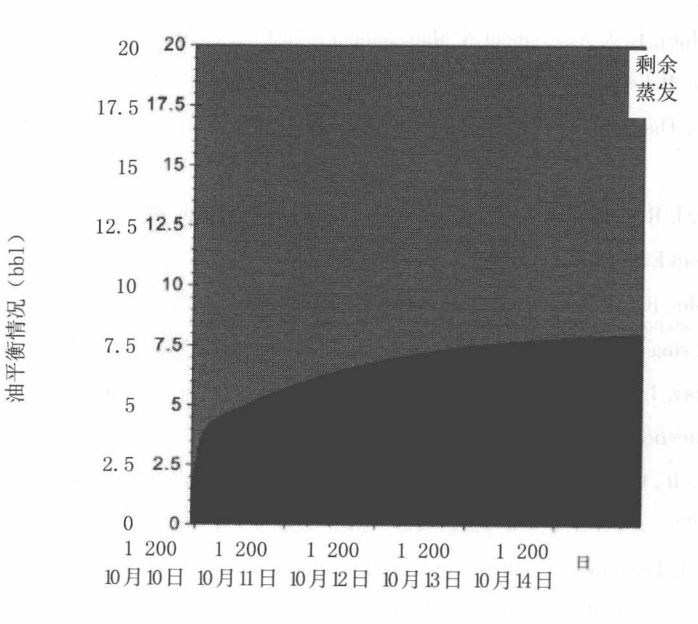


图 50.8　蒸发油和剩余油的平衡情况

所开发的泄漏管道系统油气溢出模型可用于分析油气溢出后果。采用溢油模型对四条原油管道系统的溢油量和油层面积进行了计算，默认溢出量为 50 m^3。基于所开发的模型计算了蒸发油和剩余油随时间推移的平衡变化情况，这些结果可用于减轻失效后果。

50.6 参考文献 References

[1] J., E. Vinnem, Offshore Risk Assessment – Principles, Modeling & Applications of QRA Studies, Kluwer Academic Publishers, Norway, 1996.

[2] D. Kirchkoff, and B. Doberstein, Pipeline Risk Assessment and Risk Acceptance Criteria in the State of Sao Paolo, Brazil, United Kingdom. Volume 24 , 2006.

[3] P. Sebastiao and C. G. Soares, Modeling the Fate of Oil Spills at Sea, Elsevier Science Ltd, Volume 2, 1995.

[4] Y. Bai, and Q. Bai, Subsea Pipelines and Risers, Elsevier Science Ltd,2005.

[5] R.V. Kolluru, Risk Assessment & Management – In Environmental Strategies Handbook: A Guide to Affective Policies and Practises, New York: Mc–Graw Hill , 1994.

[6] J. A. Fay, The Spread of Oil Slicks on a Calm Sea, Plenum Press. New York. pp 53–63, 1969.

[7] H. Wang, J. R. Campbell, and J. D. Ditmas, Computer Modeling of Oil Drift and Spread in Delaware Bay, Ocean Engineering – University of Delaware, 1975.

[8] W. J. Lehr, R.J. Fraga, M. S. Belen, and H. M. Cikerge, A New Technique to Estimate Initial Spills Size Using a Modified Fay–Type Spreading Formula, Mar, Pollut, Bull, 1984.

[9] D. Mackay, I. Buist, R. Mascarenhas and S. Petersen, Oil Spill Processes and Models. Environmental Protection Service, Canada, 1980.

[10] D.P. Hoult , Oil Spreading on the Sea, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1972.

[11] M. Reed, The Physical Fates Component of the Natural Resource Damage Assessment Model System, Oil Chem, Pollut., pp. 99–13, 1989.

[12] D. Mackay and R. S. Matsugu, Evaporation Rates of Liquid Hydrocarbon Spills on Land and Water, Can. J. Chem. England, pp 434–439, 1973.

[13] D. Mackay, I. Buist, R. Mascarenhas and S. Petersen, Oil Spill Processes and Models, Environmental Protection Service, Canada, 1980.

[14] A. Benkherouf and A. Y. Allidina, Leak Detections and Location in Gas Pipeline, IEE Procedings, Volume 135, pp 142–148, 1988.

[15] M. Liu, S. Zhang, and D. H. Zhou, Fast Leak Detection and Location of Gas Pipelines Based on an Adaptive Particle Filter, Beijing, China, Volume 15, 2005.

[16] L. Zheng and P. D. Yapa, Modeling Gas Dissolution in Deepwater Oil/Gas Spills, Elsevier Science Ltd, Journal of Marine Systems 31, New York: USA, 2002.

[17] L. Zheng, P.D. Yapa and F. H. Chen, A Model for Simulating Deepwater Oil and Gas Blowouts – Part 1: Theory and Model Formulation, Volume 41. Journal of Hydraulic Research, 2002.

[18] Y. Bai, S. Abu Bakar, S. He, and A. Bakar Mohd Arif, Consequences of Failure Estimation for Oil and Gas Spills, OMAE2012–83098, 2012.

第 51 章　环境影响评估

Environmental Impact Assessment

51.1 引言
Introduction

环境影响评估（EIA）可定义为预测项目开发环境后果的过程。环境影响评估旨在评价和表达决策过程中任何可用方法对环境的影响，是确保人员在环境条件下生存的重要方法。油气环境影响评估分析需考虑公众对油船、油田及其他产油系统油污染的看法。长期以来溢油导致的污染是污染控制机构关注的重点，因而凸显环境影响评估的重要性，尤其在石油业[1]。历史上最大的溢油事故是BP溢油事故，这次溢油对环境造成了巨大影响。事故发生于美国密西西比河三角州附近的墨西哥湾，为井口井喷所致的深水溢油，使11人死亡17人受伤。溢油始于2010年4月20日，2010年7月15日通过加帽封闭泄漏井口停止溢油。

数十年来，溢油层已成为世界上最大的环境灾难之一。在诸如氧气减少及石油毒性等因素的影响下，溢油使几百种鱼类、鸟类、包括人类在内的所有生物以及三个基本要素：土壤、水和空气受到威胁。油使鸟类羽毛缠结，飞行能力下降而更易遭到捕食。海洋哺乳动物因生存环境受到油的污染而无法得到足够食物。

当一个地区被油污染后，需对环境的整体特性予以考虑。因为溢油会自由扩散，所以可产生许多后果，本章将论述由风和波浪导致的后果。漂浮于海面上的溢油可通过空气和阳光蒸发，也可通过水流扩散，因而需要结合起来考虑。溢油可影响周围环境，特别是通过空气和水对野生动物造成影响。因而本章的重点是潜在环境影响及后果，旨在对环境风险进行控制。

51.2 环境影响评估的动机和目的
Motivation and Object of EIA

环境影响评估是用于预测所有开发项目环境后果的正式程序[2]，可在项目规划和设计的早期阶段预见到潜在问题，从而预防、降低及缓解任何不利影响。

环境影响评估还需准确说明产品制造或服务提供程序的所有阶段对社会的总环境风险。

环境影响评估旨在识别并评价决策过程中初始方法和替代方法对环境的影响，重点是公认需得到最大关注的环境问题，此外还应确定无需进行详细研究的问题。以下列出了海底管道环境影响评估的主要工作：

- 通过项目生命周期确定所有潜在环境影响、问题及因素；
- 对管理和限制涉及项目的环境、社会和健康风险所需采取的措施予以说明；
- 优化项目并避免对技术和经济造成较大限制。

51.3 环境影响评估程序 EIA Process

51.3.1 环境影响评估指导原则 Guiding Principles of EIA

环境影响评估由几个程序构成，这些程序使环境影响评估更为顺利。环境影响评估过程旨在确定特定情况下是否需要进行环境影响评估以及进行到什么程度，最大限度地发挥环境影响评估的好处，使程序保持简单灵活并避免重复已有的规划过程。

可用于环境影响评估的八个指导原则如图 51.1 所示，各指导原则说明如下[3]：

（1）透明：所有评估基础和决策都必须公开可行；

（2）确定：项目或评估的时间安排和程序应预先得到认可，所有参与方均需遵从；

（3）参与：所有位置均可及时适当地利用程序；

（4）实用：项目或评估程序应提供结果和信息并可用于决策和规划；

（5）灵活：项目或评估程序应能作出改变并有效处理提议和决策情况；

（6）经济：项目或评估程序及其结果可确保社会以最少成本进行环境保护；

（7）可信：应根据目标进行专业评估；

（8）责任：团队领导者或决策者需对评估过程中其行为和决策为所有各方负责。

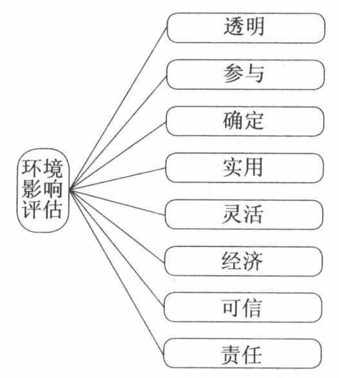


图 51.1　环境影响评估概念及八个指导原则[3]

51.3.2　环境影响评估程序 EIA Process

以下列出了环境影响分析的重要步骤及关键点：

1. 确定范围

此程序有助于确定环境影响评估的范围，并在详细研究前识别环境影响评估的关键问题。确定范围是开放且需要合作的工作，应在项目规划的早期阶段予以实施。规划机构可通过确定范围迅速识别主要问题。图 51.2 说明了确定范围的方法。

2. 基线研究

基线研究是进行环境影响评估的重要参考点。“基线”指提议项目地区的社会、经济及生态的总体背景信息。以下为收集基线数据的两个主要目的：

● 根据预测变化对环境因素的状态和趋势予以说明，可对重要性进行比较和评价；

● 通过监控提供发现实际变化的方法。

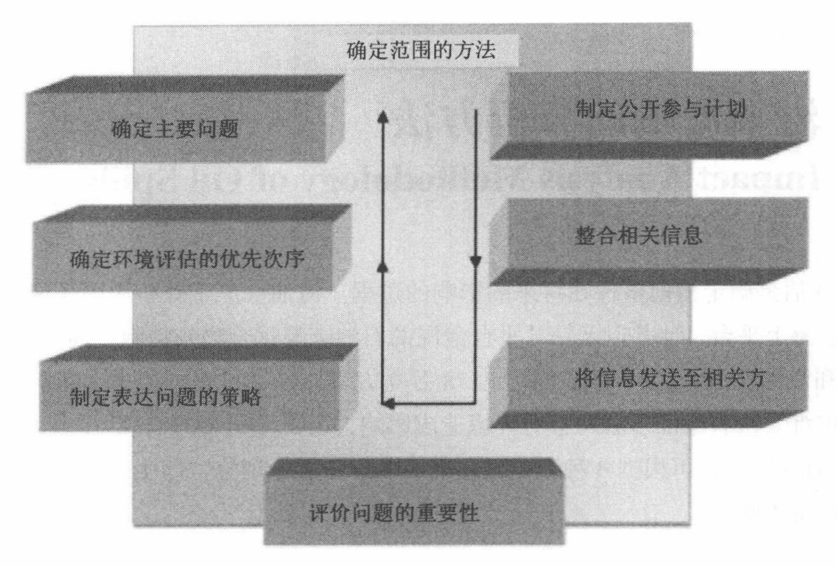


图 51.2　确定范围的方法

3. 预测及评估影响

涵盖并考虑影响的预测和不确定性，并对影响预测方法进行比较。预测应基于可用的项目环境基线数据，可通过定量项甚至定性项予以表达。

4. 限制

简要说明限制方法的概念、目的及类型，并需预防不利影响。限制包含三种主要方法，作用各不相同：

预防：针对不利影响的最有效方法，是比试图通过特殊限制措施缓解不利影响更好的方法。

减小：如果无法预防不利影响，则应采取可减小不利影响的方法；

补救：当不利影响无法预防或减小时，则需通过修正或补偿措施进行补救。

5. 监控

监控是环境影响评估最重要的问题，需对监控原则、类型及制度予以说明，还涉及检查正在进行的开发是否符合规划要求。

监控有 3 种类型：基线监控、影响监控及合规监控。监控应持久化并长期实施。中断监控可能会使项目影响评价不够精确。

51.4 溢油影响的分析方法 Impact Analysis Methodology of Oil Spills

影响评估是确定当前事件在将来的影响的过程。溢油会严重威胁周围环境，来自油船、海上平台、油井以及钻井平台泄漏的石油碳氢化合物或精制石油产品，例如柴油和汽油。BP 溢油事故泄漏了约 78 万立方米原油，是美国历史上影响最大的环境灾难。所有溢油事故均会对环境造成影响，需予以明智的响应。

如图 51.3 所示，可根据 3 种影响对环境影响评估进行划分，即生态影响、社会影响和经济影响。

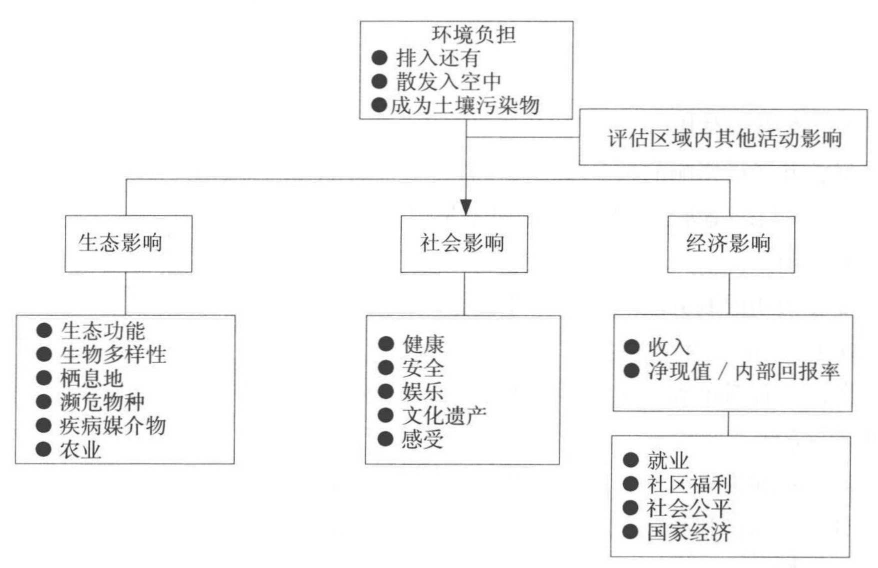


图 51.3 环境影响评估框架 [4]

51.4.1 环境效应
Environmental Effects

溢油污染环境并破坏动物及人类的生活周期，对野生生物甚至海洋造成影响[5]。

对野生生物的影响

发生溢油后许多野生生物都粘附了黑色油污，鸟类非常容易受到这种影响。通常认为只有鸟类如此，这是不正确的，其他海洋生物也会受到溢油的威胁。

当溢油漂浮在水面上时，许多海洋动物和海鸟都将受到影响，鸟类和野生生物会被厚厚的油层覆盖。随着时间推移油将变得更为粘稠，更容易粘附在野生生物上。

不同时间的溢油对动物的影响是有差异的。新鲜溢油毒性较大，因而对野生生物的影响更大。溢油对野生生物的影响还取决于溢油的位置。

对海洋的影响

溢油不仅污染自然资源，而且通过许多途径污染海洋。溢油可能来自意外泄漏或长期随意使用油及油产品。当油与水混合后会形成粘稠的泡沫状物质。一半油污将随着悬浮颗粒一起沉淀，其余油污逐渐凝结形成粘稠的焦油球。

51.4.2 清除和恢复
Cleanup and Recovery

对溢油进行清除和恢复非常困难，取决于许多因素。清除溢油所用的技术需根据油的特性及环境类型决定。污染控制措施包括封闭和清除油污。

清除油污指将油污分散为较小的油滴，限制其对海面和野生生物的直接影响、生物降解及正常风化过程。有时会救助并清洗体型较大的野生生物，但较小的生物通常会被忽略。

对溢油采取清除措施需取决于许多相互关联的因素，包括生态保护、社会经济影响以及健康风险。为了有效部署污染控制人员和设备，制定应变计划非常重要。

51.4.3 溢油理论 Theory of Oil Spills

环境负担通常包括排放入海、在空气中扩散及成为土壤污染物。因而本章的溢油计算将包括油在水中分散、扩散及通过空气和阳光蒸发，如图 51.4 所示。

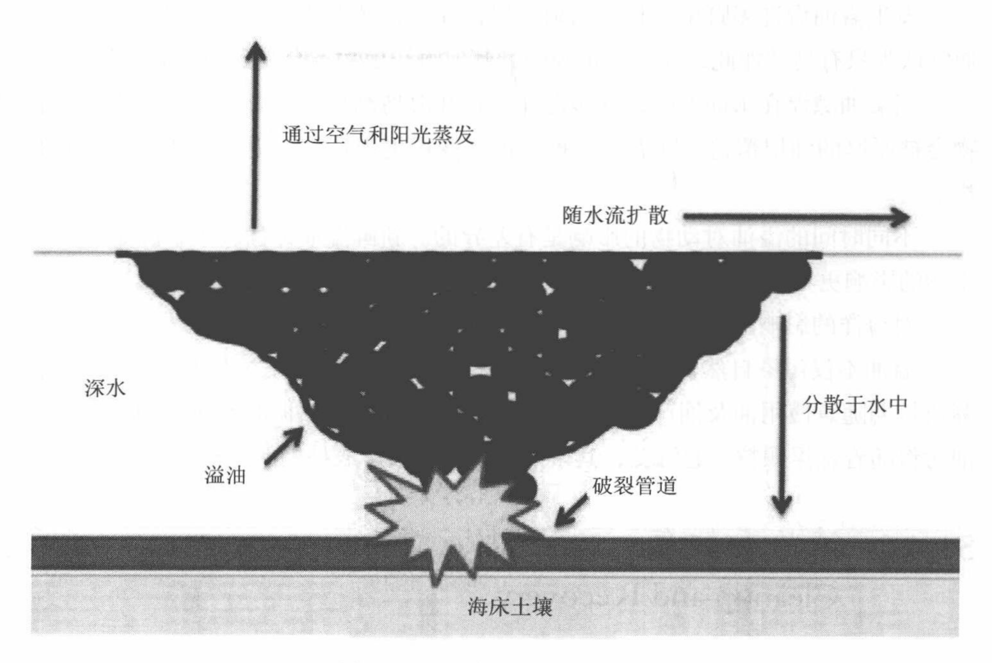


图 51.4 油的扩散、分散及蒸发

油的分散

溢油通常为原油，由小油滴组成，溢出后融合在水柱中。自然分散速率对海面油层的影响非常大，可促进环境消除海面溢油。Reed[6] 采用基于 Mackay 等人[3] 公式的方法对水面油层分散入水柱进行计算。通过以下公式可计算出每小时水面油层的减少量：

$$D=D_aD_b \quad (51-1)$$

$$D_a=0.11(u+1)^2 \quad (51-2)$$

$$D_b=(1+50\mu^{1/2}\delta s_t)^{-1} \quad (51-3)$$

式中：

D 为海面溢油分散量；

D_a 为每小时海面分散量；

D_b 为未返回油层的分散量；

u 为风速；

μ 为粘度；

δ 为油层厚度；

s_t 为油水界面张力。

油的扩散

油的泄漏是连续时变泄漏，泄漏速率通常随时间推移而减小，特别是重力扩散。此类失效一般源自管道孔洞。

Shaw P. 和 Briscoe F.（1978）[1] 推导出陆地和水中无限制溢油的扩散公式，式（51–4）适用于瞬时溢油重力阶段的扩散，而式（51–5）则适用于水中连续溢油的情况。

瞬时

$$r=\left[\left(\frac{8g\left(\rho_w-\rho_1\right)V_0}{\pi\rho_w}\right)^{1/2}t+r_0^2\right]^{1/2} \tag{51–4}$$

连续

$$r=\sqrt{\frac{2}{3}}\left(\frac{8g\left(\rho_w-\rho_1\right)B_1}{\pi\rho_w}\right)^{1/4}t^{3/4} \tag{51–5}$$

式中：

r 为溢油池半径 /m；

g 为重力加速度 /9.81ms^{-1}；

v_0 为瞬时溢油量 /m^3；

t 为溢油开始后的时间 /s；

r_0 为内含液体的初始半径 /m；

B_1 为连续液体溢出速率 /m^{3}s^{-1}；

ρ_w 为水的密度 /kgm^{-3}；

ρ_1 为溢出液体的密度 /kgm^{-3}，小于水的密度。

式（51–4）和（51–5）忽略了粘度和表面张力效应，并预计溢油池的扩散是由重力势能转变为动能所致。

油的蒸发

当液体的正常沸点低于环境温度时，液体会在地面上迅速流动并形成较大的冷液池，沸腾液池上则笼罩着一层稠密的冷气云。传递至液池的所有热量都将使液体蒸发并产生更多的气体，其速率取决于热量的传入速率及液体的蒸发热。

发生的大多数溢油都受到原油粘度的限制，而原油的蒸发速率一般由气象变量决定。因为油的温度对于计算蒸发速率非常重要，所以必须了解液池的热平衡情况。油的温度和热量平衡变量及参数也适用于溢油蒸发速率计算及未沸腾液池。Shaw 和 Briscoe[1] 介绍的溢出液体通用热平衡如图 51.5 所示。

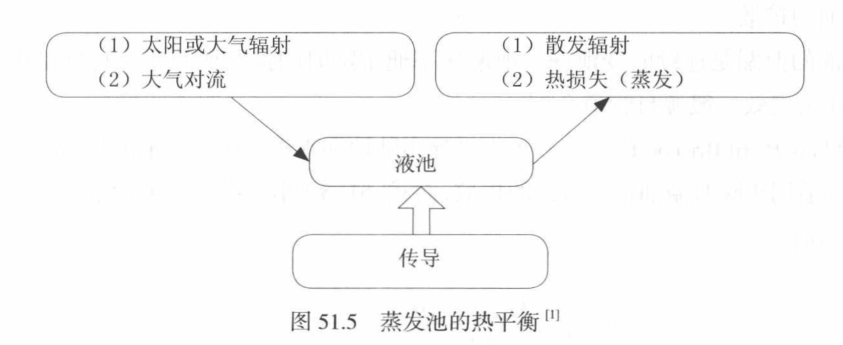


图 51.5　蒸发池的热平衡[1]

Fleisher[7] 介绍了如何估算单组分液体的蒸发速率并在 Shell 溢油模型中得到应用：

$$Q_{\mathrm{a}} = \frac{k_{\mathrm{g}} A_{\mathrm{p}} p_{\mathrm{s}} M}{R T_{\mathrm{a}}} \tag{51-6}$$

式中：

T_{a} 为周围温度；

Q_{a} 为蒸发入空气的速率；

A_{p} 为液池面积；

P_{s} 为化合物的蒸汽压；

M 为分子量；

R 为气体常数；

k_{g} 为质量传递系数。

为了计算式（51–6）中的质量传递系数 k_{g}，需使用 Perry 等人[8] 提出的化学工程一般关系

$$k_g = \frac{N_{\mathrm{Sh}} D_{\mathrm{m}}}{d_{\mathrm{p}}} \tag{51-7}$$

式中：

D_m 为分子扩散率；

d_p 为液池直径。

舍伍德数 N_{sh} 和施密特数 N_{sc} 可表达如下：

$$N_{Sh}=0.037N_{Sc}^{1/3}\,[N_{Re}^{0.8}-15200],\ N_{Re}>320000 \quad (51\text{-}8)$$

$$N_{Sh}=0.664N_{Sc}^{1/3}\,N_{Re}^{1/2},\ N_{Re}<320000 \quad (51\text{-}9)$$

$$N_{Sc}=\frac{v}{D_m} \quad (51\text{-}10)$$

雷诺数可通过下式计算：

$$N_{Re}=\frac{ud_p}{v} \quad (51\text{-}11)$$

式中：

v 为动粘度；

u 为周围风速。

51.5　环境影响 Environment Impacts

51.5.1　影响分类 Classification of Impacts

海底管道、离岸钻井平台、海岸存储设施及精炼设施都存在向水中意外泄漏原油的可能，这些均可视为环境影响因素 [7]。环境影响指由机构活动、产品或服务所导致的环境变化，不管是不利变化或有利变化，还是整体变化或部分变化。影响可以突然而迅速，但也可能间接发生。污染物逐渐累积所产生的影响更广泛，时间也较长，甚至可能会影响几代人。环境影响可划分如下。

51.5.1.1 直接影响 Direct Impacts

直接影响与实际安装结构物、化学物质溢出或气体扩散相关，此类影响迅速、短期、突然而显著。

51.5.1.2 次级影响 Secondary Impacts

次级影响是直接影响的后果，指直接影响导致生物突然大量死亡，数量减少，并因此对生态系统所造成的后果。

51.5.1.3 间接影响 Indirect Impacts

油田开发物理范围之外的相关活动及开发对环境质量和民意的影响。

51.5.1.4 累积影响 Cumulative Impacts

一个特定开发项目中许多不同资源的整体影响或一个地区内多个开发项目所产生的影响。此为长期效应，通过连续排放或扩散不断累积并对环境质量逐渐造成破坏。

51.6 评估样例 Example of Assessment

本节将使用所有公式对油的扩散和蒸发进行计算，连续流体溢出速率可通过式（51–5）的修正公式计算：

$$B_1 = \frac{9}{32}\rho_w \left[\frac{\pi r^4}{g t^3}\left(\frac{1}{\rho_w - \rho_1}\right)\right] \tag{51–12}$$

表 51.1 列出了用于溢油蒸发和扩散分析的输入参数。

表 51.1　用于环境影响评估分析的参数

参　数	符号	值
分子量	M	58.1kgmole^{-1}
液池面积	A_p	331.08m^2
化合物的蒸气压	P_s	37932Pa 或 0.38atm
气体常数	R	8.31Jmole^{-1}K^{-1}
周围 / 环境温度	T_a	303K
重力	g	9.8kgm^{-3}
羽状流初始密度	ρ_{p0}	2.34kgm^{-3}
周围 / 环境密度	ρ_a	1.16kgm^{-3}
初始体积流速	V_{co}	0.305m^{-3}s^{-1}
初始体积	V_{i0}	16.48m^3
摩擦速度	U^*	0.344ms^{-1}
初始气体云宽度	D_0	20.54m
周围风速	u	15ms^{-1}
液池直径	d_p	20.54m
动粘度	v	1.10×10^{-5}m^{2}s^{-1}
分子扩散率	D_m	1.23×10^{-5}m^{2}s^{-1}
瞬时溢油体积	V_0	780000m^3
溢油开始后的时间	t	600s
液池半径	r	10.27m
水的密度	ρ_w	1000kgm^{-3}
溢出液体的密度	ρ_1	788kgm^{-3}
粘度	μ	8.668cP
油层厚度	δ	300cm
油液表面张力	S_t	107.76dyn/cm

采用式（51–12）及表 51.1 所列输入参数计算出的连续流体溢出速率为 $2.19 \times 10^{-5}\ m^3s^{-1}$，溢油蒸发则通过式（51–6）计算。因为液池直径系小于雷诺数为 320000 时基于层流向湍流过渡的假设值，所以计算蒸发速率质量传递系数需使用基于式（51–8）的施密特数。

由于质量传递系数为 1.905×10^{-2}，则蒸发入空气的速率 Q_a 就为 $0.00553 kgs^{-1}$。

式（51–1）至（51–3）用于计算海面溢油分散量：

$D=D_aD_b=2.1 \times 10^{-7}$

风速取 $15ms^{-1}$，通过 ADIOS 2 软件可得出油的蒸发、扩散及剩余油情况。

分析评估得到的随时间推移油平衡变化情况如图 51.6 所示。蓝色区域为蒸发油，灰色区域是剩余油，而绿色区域表示从 780 000m^3 或 500 000 桶溢油中扩散出的油。结果表明，扩散油和剩余油均为 30% 左右，其余 40% 为剩余油。

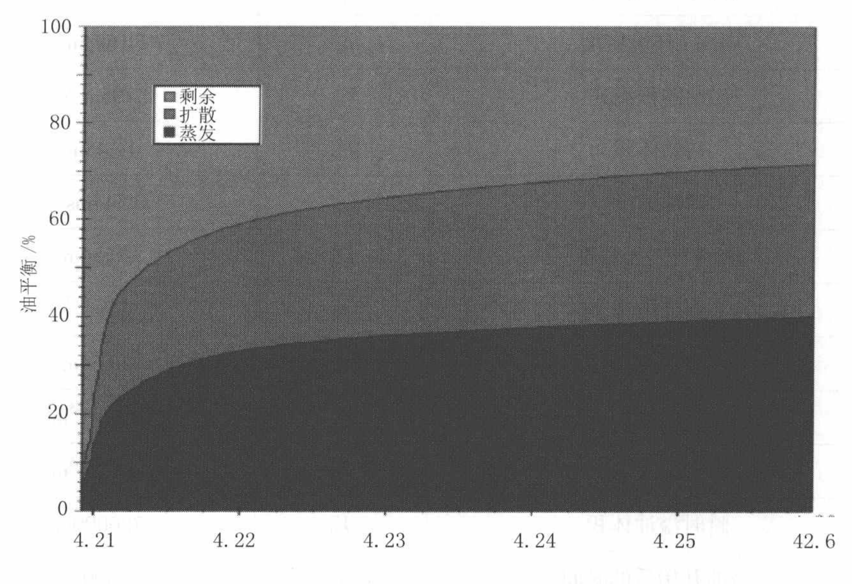


图 51.6　随时间推移的油平衡变化情况

51.7 参考文献 References

[1] P. Shaw and F. Briscoe, Evaporation from Spills of Hazardous Liquids on Land and Water, SRD-R-100, UKAEA, UK, 1978.

[2] DETR & The National Assembly for Wales, Environmental Impact Assessment: A Guide to Procedures, Thomas Telford Publishing, London, 2000.

[3] D. Mackay and R.S. Matsugu, Evaporation Rates of Liquid Hydrocarbon Spills on Land and Water, Can. J. Chem., England, 1973.

[4] Y. Bai and Z. A. Zukifli, Environmental Impact Assessment for Offshore Pipelines, OMAE 2012-83100.

[5] R. J. Lantzy et al., Guidelines for Use of Vapor Clouds Dispersion Models, 2nd Edition, American Institute of Chemical Engineers, New York: Library of Congress Cataloging in Publication Data, 1996.

[6] M. Reed, The Physical Fates Component of the Natural Resources Damage Assessment Model System. Oil Chem. Pollut. 5（2-3）, 99-123, 1989.

[7] M.T. Fleischer, SPILLS, An Evaporation/Air Dispersion Model for Chemical Spills on Land, Shell Development Company, Houston, Texas, USA, 1980.

[8] R.H. Perry, D.W. Green, and J.O. Maloney, Ed., Perry' s Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill Book Company, 1984.

第 52 章　溢油响应方案

Oil Spills Response Plan

52.1 引言 Introduction

在世界的许多地方都可以发现输送原油和天然气的管道网络。但是，在多数发展中国家都缺少设计、施工和运营此类管道的合适的标准和指南，而且用于应对涉及溢油的环境问题的程序和规范使用不当。进一步说，这些国家欠佳的经济形势妨碍了对管道系统的合理维护，并会加剧应对溢油所需的合适应急设施的维护困难。管道破裂所致的溢油或在这些区域内的泄漏均得不到及时有效的处置，其结果通常导致出现重大的环境灾害。管道破裂可能会导致严重损害环境，因为大多数输送产品在发生溢出时均对环境有害。

为降低溢油频率并使后果减至最低限度，有必要在工业区内运营管道时设立相近的规范、标准和风险管理程序并取得相关经验。虽然不能完全消除溢油问题，但溢油的频率和严重性却可通过运用适当的标准、规范和管道风险管理措施加以降低。

为了更好地管理管道基础设施，可通过全面理解下述方面来促进确立合理而有效的方法：

- 管道溢油的详细信息；
- 清除成本；
- 预防措施；
- 环境处置的规范和指南；
- 溢油应急响应方案。

政府机构和输油企业均对能够提前使用旨在清除目的的溢油响应方案表示出浓厚的兴趣。溢油的清除取决于多种因素，最重要的是地理位置、油品、溢油量和清除策略。所有的因素使确定通用单位成本因素较为困难。本章将对溢油基本面、恢复计划、所提议的恢复项目、环境影响、溢油的清除成本和清除恢复进行评估。

52.2 溢油后果 Oil Spills Consequences

溢油的基本后果包括溢油在水中扩散、蒸发的石油通过空气扩散、石油在海水中分解。当石油在海水中自由溢出时，会出现因溢出所致的严重后果。石油的扩散会因风和波浪而起，漂浮在海水上的残余石油会因日照和风吹而蒸发。在某些情况下，会有一定量的石油在水中扩散，并自行溶解到水中。图 52.1 为石油扩散、石油蒸发和石油溶解到水中的多种溢油后果。

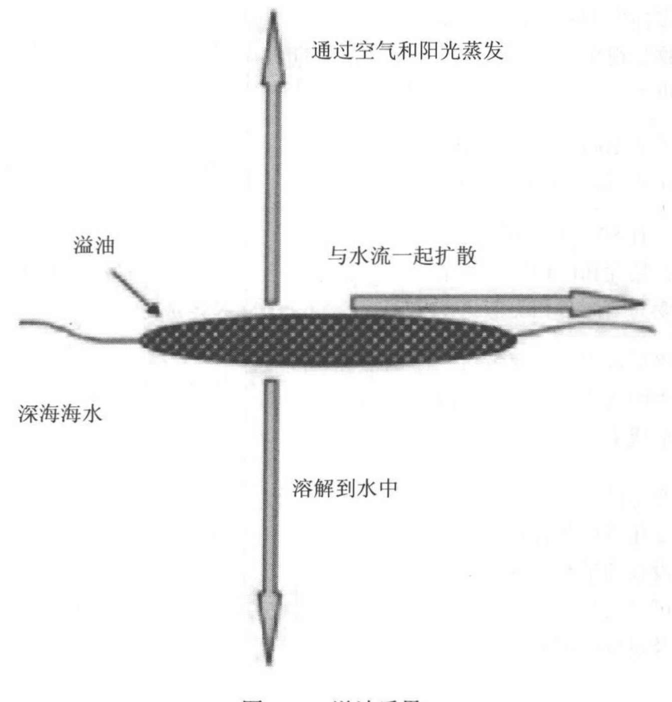


图 52.1　溢油后果

溢油周边的环境决定了每一种情况下的工作步骤，因为溢油的最终结果随溢油是否发生在开阔海域上还是靠近沿岸区域各不相同。表 52.1 概述了泄漏发生后

的主要溢油过程，包括溢油的不同阶段和涵义、主要时间、相关性和能力[2]。还包括 Mackay & McAuliffe 提出的可用于理解并推导描述公式的定性比例。

表 52.1 主要溢油过程的概述[2]

过程	涵 义	主要时间	相关性	能力*
扩散	面积范围		重力；表面张力；惯性；粘性；剪切扩散	F/F
漂移	穿过较大面积 / 体积水域		风和水流	G/G
蒸发	损失 20%~40% 质量，密度和粘性变大	头几小时	溢出面积；油膜厚度；组分油的压力和油温；质量传递系数	E/G
溶解	最多损失 1% 质量，但从毒物学视角来看却是相当重大	溢出后短期内	溶解质量传递系数；可溶解性	E/F
弥散	在顶部 10m 水域内从 10–15 μgl^{-1} 最大至 1–2 μgl^{-1}		海况（风切变和破碎波）	P/VP
乳化	最多有 80% 的水吸入油中；粘性和体积增加；密度变为与海水相类似		涡流；温度和油组分（出现倾向于形成摩丝状的特定成分）	P/VP
光解	缓慢形成可溶于含氧极化水的物质，其影响扩散和形成泡沫状	可能在一周或更多时间后引起注意	出现阳光或云层；夜间受干扰	F/VP
沉降	在寒冷的水中，仅通过气候变化难以预计；暂时性沉没在顶部数米深的情况可能会出现在波浪较高及过度冲刷时		气候变化的结果是密度加大；与悬浮的微粒物质或渣状颗粒相结合	F/P
生物降解	可能是多数已溶解和扩散的油类的最终归宿	在三个月后以及可能持续数年	烃稀释和可降解性；水中的营养物和氧气含量；溢出位置	G/P

*Mackay & McAuliffe[3] 所提出的定性比例：F– 一般；G– 良；E– 优；P– 差；VP– 很差。

52.3 恢复计划 Restoration Planning

溢油尤其会对周边环境造成严重的问题。如果发生溢油则难以回收，甚至需数年时间才能完全回收。回收溢油的处理方法之一是进行恢复[4]。恢复处理有其自身的标准，需对达到恢复要求的可选方法进行评估。以下罗列了评估的一般标准：

- 有效性：

▲基本恢复：扩展使用每一种能够使受损自然资源恢复至基线水平的可选方法；

▲补偿性恢复：为暂时性失去的资源服务功能恢复环境；

- 保护性：扩展施行可选方法并消除对环境的附加损害；
- 技术可行性：成功实施每一种可选方法的不确定性水平；
- 交叉收益：可选方法有益于一种以上有 / 无服务功能的资源；
- 间接影响：每一种可选方法对环境的并发影响；
- 一致性：随策略而变，与联邦、州和地方法律相一致；
- 成本考虑。

恢复的主要目的是为自然资源以及因释放有害物质而丧失或受不利影响的承受能力进行补偿。图 52.2 为恢复项目的流程图。恢复流程包括将受损资源恢复至之前状态以及获取自其他资源来补偿已丧失的部分。

流程图中“同类”一词意味着工作重点是栖息地和物种，与那些已受伤或受损、遭受破坏或丧失的栖息地和物种相同。流程图中“非同类”一词则意味着工作重点在于那些不同于已受伤或受损、遭受破坏或丧失的资源的资源。

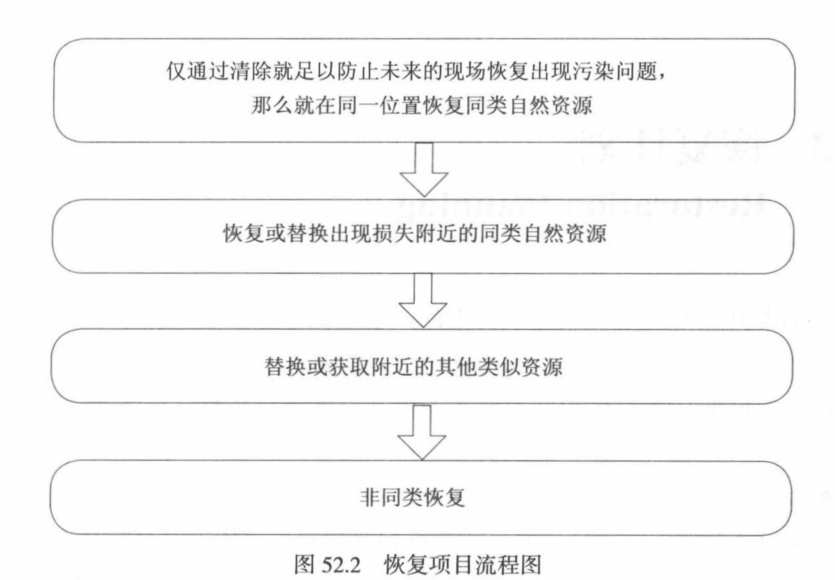


图 52.2　恢复项目流程图

52.3.1　补偿性恢复 Compensatory Restoration

恢复措施有多种可选方法，需考虑替代或获取相同的生态资源以及无法恢复的已丧失服务功能。在受损湿地附近的一个地点恢复等效的或生态类似的栖息地，可用于补偿已丧失的生态服务功能。

此类可选恢复方法可通过潜在项目中所希望的特点进行区别，例如：

（1）已恢复的栖息地必须类似于受影响的栖息地，并形成类似的服务功能；

（2）项目必须设置在与受损湿地相同的流域内；

（3）项目必须对已知潜在受损的资源形成长期效益，包括鱼类和野生动物。

影响项目成功与否的因素有物理和逻辑方面的，或在于项目补偿自然资源和已丧失服务功能的能力。总之如果未来的土地利用受到限制，则并不会采用得不到保护的恢复措施。以下列出了五种潜在的可选恢复方法[5]：

（1）不采取行动。

这种恢复方法是相对于其他所有经环境评估比较的可选方法而言的一种方法。其意味着不进行恢复，无修复、替换或获取行动。这一可选方法的成本最低，因为没有需要采取的行动，但需确保恢复潜在的损失。

（2）在同一地点恢复“同类”自然资源。

因缺少潮间栖息地和生长地，不管是“同类”还是“非同类”，均不进行自然资源的恢复，或者可能无法恢复。

（3）在受损地附近恢复或替换“同类”自然资源。

（4）在河口流域内替换或获取类似的资源。

（5）在流域内恢复或替换“非同类”自然资源。

所有的这些可选方法均可通过环境后果的评估。相关考虑如下：

- 技术可行性；
- 所采取行动的预计成本与预计收益之比；
- 任何实际的或计划的响应行动的结果；
- 因所采取行动导致的额外的潜在受损（长期和间接影响）；
- 受损资源的固定恢复期；
- 资源的恢复能力；
- 相关行动对人类健康和安全的潜在影响。

52.4 对环境的影响 Affected Environment

溢油之所以成为严重事件，是因为其会对环境造成即刻损害和长期损害，有些溢油甚至会在发生溢油后持续数十年时间。如果环境受到污染，其将真正处在危险状态下。深水溢油通常会影响到海洋本身、海水生物、海洋哺乳动物，甚至会破坏野生生物栖息地和繁殖区。其也会影响到生活在陆地上、时刻都在消耗水源的人类。这使得水资源成为了其他自然资源中最为重要的一种[6]。

52.4.1 对野生生物的影响 Effects on Wildlife

尤其在溢油之后，有太多的野生生物身上覆盖着黑色的粘糊糊的石油，这通常会影响到生活在海上的鸟类和其他海洋生物。粘厚的溢油层粘附在鸟类和野生

生物的身体上，如果气候发生变化导致油类随着时间粘性更大且更多粘附在野生生物上，那么情况会变得更糟。

会发生几种形式的致死影响。石油有时会阻碍呼吸道，尤其对鲸鱼和海豚而言，因此使动物呼吸不畅并破坏其与同类的沟通能力。一些鱼类被吸引到溢油区，因其看上去像所需的食物。

原油和船用油通常会产生诸多问题，因为这种油粘附在鸟的羽毛上，并影响到海洋生物。各种可能的问题如下：

- 由于饮用了油污水，鸟类会出现脱水并饿死，它们放弃潜水和游泳寻食的方法；
- 因破坏了毛皮和羽毛的隔热或防水性能，导致鸟类和软毛海豹幼崽体温过低；
- 海洋哺乳动物和鸟类变得易于捕捉，因石油粘附在脚蹼和翅膀上，使其难以逃脱捕食者；
- 使动物和鸟类身体的内脏受损，如胃部发生溃疡或出血。

不仅仅是动物受到影响，人类和其他生物也受此影响。石油通常不仅粘附在鸟和其他动物的身上，它还有毒性。被摄入体内的石油会导致出现下述可能的问题：

- 使得动物过于体弱而无法繁殖；
- 动物的食物链受到毒害；
- 海洋哺乳动物受到伤害，导致其易激怒，皮肤、嘴部或鼻腔出现溃疡；
- 使海洋哺乳动物的免疫系统受损；细菌或霉菌感染；
- 蛋壳厚度变薄；
- 毒性由母体传给后代。

溢油对野生生物的影响也会波及溢油所到之处。图 52.3 为溢油对野生生物甚至环境所致有害影响的一些实例。

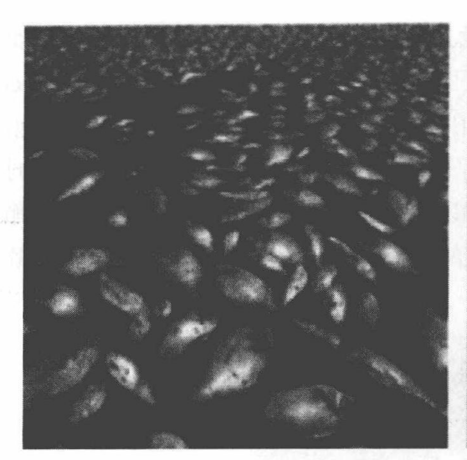
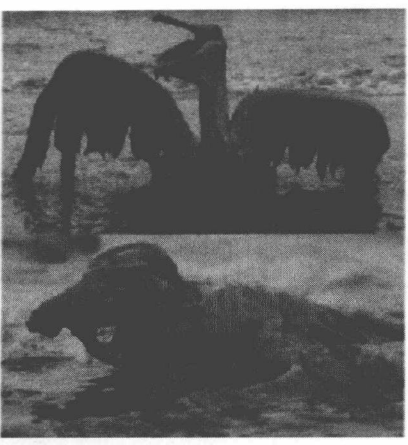



图 52.3　溢油对野生生物的影响

52.4.2 对海洋的影响 Effects on Ocean

溢油或泄漏物在水中的初步扩散取决于其相对量和构成。已形成的水面浮油留有粘性或者在波涛汹涌的海面上失去粘性。溢油通常会产生三种后果。如果溢油达到海岸线或海岸，它将与沉积物相互作用，可能会引起侵蚀及污染。当溢油开始与水混合时，其成分变为泡沫状，这种成分为粘性物质，更易于粘附在相接触的物质上。

海上废油或泄漏物会出现在油井钻探、修井和修理作业的不同阶段，在从离岸油井中生产石油、输送和临时储存期间，均需进行这些过程。当由海底出油管或油船进行海上输油时，也会出现这些过程。在离岸生产作业期间所溢出或泄漏的石油量相对并不值得注意。离岸钻井作业所产生的石油泄漏可能来自于油基废钻井液的处置、甲板溢流水、出油管和管道泄漏，或者油井失效或井喷。离岸的生产废弃物也会污染海洋，正如甲板溢流水、储油罐泄漏、出油管和管道泄漏以及油井本身一样。产生于船舶和油船的溢油包括船舶本身或其货物所消耗的运输燃料。石油是否会泄漏或扩散到所有的海洋或水面上，取决于其相对密度和成分。

已形成的水面浮油会保留粘性，或者在波涛汹涌的海面上失去粘性。波浪、水流和风均迫使水面浮油在大面积范围内漂浮，影响到漂浮路径上的开阔海域、

海岸地区以及海洋和陆地生态环境。含有挥发性有机成分的泄漏石油一部分得以蒸发，损失其四分之一质量，密度变大、粘性更强。仅有很小百分比的石油会溶解在水中。残余油类也会扩散在水中，几乎不可见，或者与水形成厚厚的泡沫。有一半的废油会与悬浮的微粒物质一起下沉，剩余物则最后凝结成粘性焦油球。与此同时，废油通过光解、微生物分解以及生物降解而老化和分散。生物降解程度取决于氧气、营养物、微生物和温度的具体情况。图 52.4 为溢油所致的受影响海洋。



图 52.4　溢油灾害后的受影响海岸

52.5　清除成本和清除恢复

Cleanup Cost and Cleanup Recovery

与清除溢油相关的成本明显受到溢油周边环境的影响，包括溢出产品类型、溢油的地点和时间、受影响的敏感区域、现场责任限制和清除策略。确定单位成本量（每加仑或每吨）的最重要因素是地点、油品以及可能的总溢油量。这些因素与受到其他因素影响的方式之间的复杂关系如图 52.5 所示。

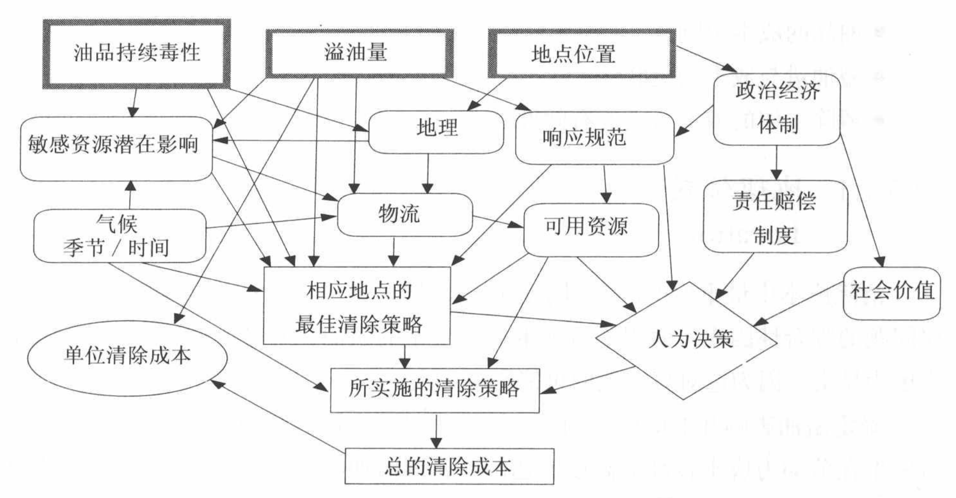


图 52.5　确定单位溢油清除成本的因素 [7]

以下系解决溢油问题的主要方法：

● 任由溢油发展，使其经由自然方式分解。如果不可能清除污染海岸地区或水产业的溢油，其最佳方法是让溢油经自然方式实现扩散。风、阳光、海流和波浪的组合作用会使多数溢油加速扩散和蒸发。不过，轻油的扩散速度大于重油。

● 使用挡栅控制溢油并采用撇油器从水面上收集溢油。溢油漂浮在水上，初步形成厚达几毫米的浮油层。有各种不同类型的挡栅可用于围绕或隔离浮油，或者用于阻断通往脆弱区域的通道，诸如海水淡化装置的取水口或养鱼场或其他敏感地点。

● 使用分散剂来分解溢油并加速其自然生物降解。分散剂的作用是降低表面张力，从而阻止油与水的混合。

● 在溢油中加入生物制剂，加速其生物降解。溢油的多数成分沿经海岸线的冲洗，可被细菌和其他微生物分解成无害物质。这一行为被称为生物降解。

52.5.1　清除成本的控制因素 Control Factors of Cleanup Cost

一些影响到溢油清除成本的控制因素如下：

● 溢油地理位置和区域成本差异；

● 漂油所覆盖的海岸线；

- 油品的成本影响；
- 溢油量与成本的关联性；
- 清除工作的成本含义或有效性。

52.5.1.1 地理位置 Location

清除成本中最重要的决定因素是地理位置，这是一个涵盖了地理、政治和法律问题的综合性因素。海岸附近或港口内发生的溢油，明显比离岸区域的溢油成本更为昂贵，因为这对海岸线的可能影响更大。

确定溢油影响和响应成本的另一个因素是所在地区和国家。一般而言，溢油若发生在劳动力成本较高的高度发达国家，因溢油响应的规范较为复杂、环境保护的标准较高，其成本最为昂贵。

52.5.1.2 海岸线所覆盖的漂油 Shoreline Oiling

溢油是否接近海岸线是影响清除成本的最重要因素之一。当出现溢油时，须考虑到最重要的地理因素：

- 溢油所在的位置是否可能影响到海岸线？溢油是否足以接近海岸或者可能会影响海到海岸线？
- 所涉及海岸线的特征？
- 海岸线距离居民区有多远？

52.5.1.3 油品的成本影响 Cost Impact of Oil Type

溢油的油品会明显影响到清除成本并确定溢油事件的直接环境影响。汽油或轻质成品油溢油中的毒性成分较大，因为轻质端烃成分含量较大。油类或原油越是重质，清除人员所面对的挑战则越大。与重质原油或燃料油相比，柴油和轻质原油的清除成本较为低廉。

52.5.1.4 溢油量与成本的关联性 Spill Size Cost Correlation

1996 年的溢油分析（Monnier[9] 和 Etkin[8]）表明，每吨的清除成本明显与溢油

量呈负相关。Monnier 发现，10 吨以下的溢油其平均单位清除成本为每吨 345 000 美元，而 50 吨以上的溢油其成本则为每吨 12 000 美元。较少量的溢油比起较大量的更为昂贵，因为成本与清除响应相关，其需要调动设备和人员，以及需要专家介入来评估溢油响应和损失。

52.5.1.5 清除策略的成本含义 Cost Implication of Cleanup Strategy

清除策略的选择及其决策过程会明显影响到清除成本。清除成本多数均直接与溢油影响和海岸线影响相关。投入有效清除的资金量会显著减少随后的自然资源投入和财产损失索赔。

当溢油发生在潜在的敏感海岸线时，清除作业中经济的方法是投入更多的设备、人力和能源，使溢油远离海岸线或敏感区域。Franken[10] 说明，多达 90% 至 99% 的清除成本与海岸线清除程序有关，尤其是需要借助于手工方法时。

52.5.2 清除成本的估计方法 Cleanup Cost Estimation Technique

下式以及下述方法已将所有因素均结合到一简化算法中：

$$C_{ui}=C_{li}t_io_im_is_i;$$
$$C_{li}=r_il_iC_n;$$
$$C_{el}=C_wA_i \qquad (52\text{-}1)$$

式中：

C_{ui} 为投资组合 i 的单位响应成本；

C_{li} 为投资组合 i 的单位溢油成本；

C_n 为国家 n 的单位溢油一般成本；

C_{ei} 为投资组合 i 的总响应估算成本；

t_i 为投资组合 i 的油品改进系数；

o_i 为投资组合 i 的海岸线漂油改进系数；

m_i 为投资组合 i 的清除方法改进系数；

s_i 为投资组合 i 的溢油量改进系数；

r_i 为投资组合 i 的区域位置改进系数；

l_i 为投资组合 i 的本地位置改进系数；

A_i 为投资组合 i 的规定溢油量。

上述成本估算模型结合了有关最重要成本因素的成本数据，如地理位置、海岸线漂油、清除策略和溢油量。然而，溢油事件的周边环境既复杂又独特。在面对诸多复杂因素时，一种通用单位成本是没有意义的。

52.6 参考文献 References

[1] API, Fate of Spilled Oil in Marine Waters, Publication Number 4691, Washington D.C., American Petroleum Institute, 1999.

[2] P. Sebastiao and C. Guedes Soares, Modeling the Fate of Oil Spills at Sea, Spill Science & Technology Bulletin, Vol. 2, No. 2/3, pp.121–131, 1995.

[3] D. Mackay, and C. D. McAuliffe, Fate of Hydrocarbons at Sea, Oil and Chemical Pollution, Vol. 5, pp.1–20, 1988.

[4] J. Ralof, Valdez Spill Leaves Lasting Impacts, Science News, Volume 102, Number 143, February 1995.

[5] M.G. Carl et al, Persistence of Oiling in Mussel Beds after the Exxon Valdez Oil Spill, Marine Environmental Research, Volume 51, Number 2, 2011, pp 167–190.

[6] National Oceanic and Atmospheric Administration, U.S. Fish and Wildlife Service, New York State Department of Environmental Conservation, Final Restoration Plan and Environmental Assessment Applied Environmental Services Superfund Site Hazardous Substances Release, 2002.

[7] D.S. Etkin, Estimating Cleanup Costs for Oil Spills, International Oil Spill Conference, Massachusetts USA, 1999. Chapter 52 Oil Spill Response Plan 1097

[8] D.S. Etkin, Worldwide Analysis of Marine Oil Spills Cleanup Cost Factors, Arctic and Marine Oil Spill Program Technical Seminar, June 2000, Massachusetts USA, 2000.

[9] I. Monnier,. The Costs of Oil Spills after Tanker Incidents. DNV Research A/S, Høvik, Norway, 1994.

[10] P. Franken, University of Arizona, Department of Economics, Tucson, Arizona, USA, unpublished study, 1991.

巍巍交大　百年书香
www.jiaodapress.com.cn
bookinfo@sjtu.edu.cn



责任编辑　周长江
　　　　　李广良
封面设计　朱　懿
　　　　　陈　强
责任营销　闫明军



本书根据作者三十多年的海洋工程工作经验和相关学术研究，系统地阐述了海底管道技术的各个方面，其中包括：海底管道的水力和热力分析、套管系统和管束系统、Åsgard油田出油管设计、柔性管、RTP管的海上设计安装、腐蚀与腐蚀管道、管道强度设计、环境影响评估等方面。

作者创立了立管的流固耦合振动理论、共振与疲劳强度分析、海底水流、共振与立管动力响应评估理论；提出了深水海底管道的抗屈曲和极限承载能力设计理论，从根本上改进了海底管道所采用的设计方法、分析手段和设计标准等，理论研究方面处于国际领先水平，在工程实践中也得到了广泛的应用，在行业内也享有较高的知名度。

该书填补了国内海洋工程行业在海底管道设计与建造领域的学术著作的空白。

本书特点：

- 综合呈现海底管道设计与施工最新技术；
- 详细叙述最先进的创新设计思想和施工工艺；
- 着力介绍最新的工程材料；
- 专业提供工程项目的风险评估；
- 重点提出海底管道的安全与环保的应急和响应。



扫描二维码
关注上海交通大学出版社
官方微信



扫描二维码
关注中国海洋工程网
“微书店”


ISBN 978-7-313-11750-2
9 787313 117502
定价：800.00元